



Springer

新能源开发与利用丛书

太阳能热利用

Harnessing Solar Heat

[爱尔兰] 布莱恩·诺顿 (Brian Norton) 著

饶政华 刘刚 廖胜明 等译



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

关于本书

目前，人们开发的以可控方式实现太阳能热利用的系统具有多种技术路线，每一种技术都是满足特定气候条件下的独特需求。本书涵盖了太阳能热转换和热利用的多种技术，包括直接热输出利用或将热量作为其他用途（如发电或制冷）的中间媒介。本书借鉴了作者本人及克兰菲尔德大学、阿尔斯特大学、都柏林理工学院、印度新德里技术研究所、尼日利亚大学的诸多同事和合作者的研究成果。

本书前几章介绍了有关太阳能气象、辐射换热、材料性能和储能的基础知识。在阐述各种太阳能应用系统的系列章节之前，详细讨论了太阳能集热器。接着，具体讨论了特定的集热器子系统及其实际问题，给出了预测其性能的有效分析方法。在最后的章节中，对太阳能系统进行了类似的分析，讨论了包括太阳能干燥器、温室、太阳能建筑系统及其相关设计问题。

本书可供学生使用，也可作为太阳能知识教学以及大学、工业界或国家/商业实验室太阳能热利用研究人员的参考工具书。

新能源开发与利用丛书

太阳能热利用

Harnessing Solar Heat

[爱尔兰] 布莱恩·诺顿 (Brian Norton) 著
饶政华 刘 刚 廖胜明 等译



机械工业出版社

本书全面阐述了太阳能热利用的关键技术和研究进展,包括太阳能资源评估以及各种光热技术的工作原理、系统构成、性能评估和工程应用案例等。本书既有对太阳能热转换、热储存、热应用关键部件的系统描述,又有光热系统在光伏-光热(PV/T)一体化、热水、采暖、热发电、制冷、海水淡化、干燥、温室和被动式太阳房等领域应用实践的深入探讨。

本书内容丰富、数据详实,全面且具有一定的权威性,非常适合各高等院校能源类相关专业的师生参考阅读,还可作为新能源领域研究和工程技术人员的业务参考用书。

译者序

当前，新能源产业的全球格局尚处在形成之中。与化石能源资源争夺战不同的是，新能源的发展有赖于技术和装备的进步，将可再生的绿色能源转换成可控可用的能源。因此，科技发展将成为未来新能源开发利用的关键。其中，太阳能取之不尽、用之不竭，具有特殊的优势和广阔的应用前景。太阳能利用已经成为国际社会的重要主题和共同行动，也是科学研究的热点领域。太阳能热利用技术发展较早，随着近年来太阳能热发电、太阳能热制氢和太阳能建筑一体化的技术突破和产业化发展，相关研究和工程应用再度兴起。太阳能热利用涉及能源动力、物理、材料、电子、建筑等多个学科领域，将这些知识融会贯通是推动太阳能热技术发展的基础。

布莱恩·诺顿教授的著作《太阳能热利用》为太阳能系统工程师和对太阳能热利用技术感兴趣的人们提供了必要的知识。本书摒弃了纯理论的写作方法，采用简明实用的写作模式，图文并茂，深入浅出，易于广大读者阅读和掌握。本书对各种光热技术类型的发展历程、操作工艺、技术创新、未来前景都进行了客观、翔实、系统的描述，其中许多内容是首次系统地呈现在国内读者面前。同时，本书引用了大量的参考文献，读者可以遵循本书的思路迅速深入到本领域研究的经典著作和最新进展中。

由于原著涉及内容广泛，为了将本书较为专业、自然地译成中文，译者邀请了中南大学可持续能源研究院的同事与研究生们参加翻译工作，他们是饶政华、刘刚、刘江维、薛天晨、王义涛、王娅琼、王鹏程、王欢、周冰洁、陈泰儒、黎雄、欧亮、陈睿。中南大学新能源科学与工程专业本科生周家正、安璐、余诗琪、刘红蕾、郭旭也参与了本书的校对工作。在此对他们的辛勤付出表示感谢。全书由饶政华统稿，廖胜明总审。

限于译者的水平，书中难免存在错误和不足之处，恳请广大读者批评指正。

廖胜明

2017年10月于长沙

原 书 前 言

目前，人们开发的以可控方式实现太阳能热利用的系统具有多种技术路线，每一种技术都是满足特定气候条件下的独特需求。本书涵盖了太阳能热转换和热利用的多种技术，包括直接热输出利用或将热量作为其他用途（如发电或制冷）的中间媒介。本书是对1992年首次出版的《Solar Energy Thermal Technology》（《太阳能热技术》）的全面更新、扩展和修订版本，借鉴了作者本人及克兰菲尔德大学、阿尔斯特大学、都柏林理工学院、印度新德里技术研究所、尼日利亚大学的诸多同事和合作者的研究成果。

本书前几章介绍了有关太阳能气象、辐射换热、材料性能和储能的基础知识。在阐述各种太阳能应用系统的系列章节之前，详细讨论了太阳能集热器。前几章的内容包括：太阳能资源及其在地理、光谱、天空几何和时间域的分布，太阳能在集热器表面的吸收、传输和损失的物理问题，以及太阳能热储存技术。接着，在第7、8、9章中具体讨论了特定的集热器子系统及其实际问题，给出了预测其性能的有效分析方法。在最后的章节中，对太阳能系统进行了类似的分析，讨论了包括太阳能干燥器、温室、太阳能建筑系统及其相关设计问题。

太阳能的任何利用方式都应占主导地位的气候条件相适应。本书在全球范围内为特定的太阳能热技术与应用定义了最佳适用区域。它是一本研究性的学术专著，引用了来自工程和应用科学等领域同行评议文献的相关成果。本书可供学生使用，也可作为太阳能知识教学以及大学、工业界或国家/商业实验室太阳能热利用研究人员的参考工具书。本书对太阳能热利用技术实施过程中的困难进行了深刻的阐述，包括实际的限制和操作时的注意事项，以帮助相关人员开展可行性研究、技术支持、课程培训或设备操作调试等工作。

主要符号

A	面积 (m^2)
c	工质比热 ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
c	光速 (m s^{-1})
C	聚光比: 聚光型集热器光孔面积与吸热体面积之比
D	层厚 (m)
D	直径 (m)
Dn	狄恩数
e	电子电荷
F_{R}	热迁移因子
g	重力加速度 (m s^{-2})
g	聚光型集热器可利用散射分数
Gr	格拉晓夫数
h	换热系数 ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
h	垂直距离 (m)
I	辐照度 (W m^{-2})
I_{b}	直射辐照度 (W m^{-2})
I_{d}	散射辐照度 (W m^{-2})
K	贝利数
l	长度 (m)
m	流体质量流率 (kg s^{-1})
K	导热传热率
K	导热系数 ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)
L	水的蒸发潜热 (J kg^{-1})
N	折射率
Nu	努赛尔数
n	到达吸热体的太阳辐射在反射器反射的平均次数
Pr	普朗特数
Q	集热器能量输出率 (W m^{-2})
r	半径 (m)
R	地球半径
Re	雷诺数



VI 太阳能热利用

R 热阻

T 时间

T 温度 (K)

T_a 环境空气温度 (K)

U 总热损失系数 ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)

W 比负荷率

X 布鲁克斯数

Y 海伍德数

Z 耶伦特数

作者简介

布莱恩·诺顿 (Brian Norton) 教授，都柏林理工学院校长，曾任阿尔斯特大学工程与建筑环境学院院长、建筑环境工程学教授。他分别获得诺丁汉大学物理学学士、克兰菲尔德大学工程实验硕士和应用能源博士学位，并获诺丁汉大学博士学位。目前，他是能源研究所、爱尔兰工程师和高等教育学会的成员，英国注册工程师，曾获得英国建筑服务工程师协会纳皮尔肖奖章、能源学会罗斯科奖。同时，他还是英国建筑服务工程师协会的荣誉会员、爱尔兰工程院成员，并担任阿尔斯特大学和哈尔滨工业大学荣誉教授、休斯敦大学兼职教授等职位。

目 录

译者序	
原书前言	
主要符号	
作者简介	

第1章 绪论 1

1.1 主要背景	1
1.2 与太阳能相关的法规、政策及经济	4
参考文献	7

第2章 太阳能资源 8

2.1 概述	8
2.2 太阳能的地面测量	11
2.3 太阳能的预测	15
2.3.1 水平面上的太阳辐射	16
2.3.2 倾斜面上的太阳辐射	17
2.4 利用卫星信息获取太阳能数据	19
2.5 太阳辐射的可用性	19
2.6 日光数据	21
2.7 太阳能的地域可用性	22
2.8 太阳几何学	26
2.9 散射辐射的天空分布	27
参考文献	30

第3章 太阳能集热器的光学和传热学问题 33

3.1 概述	33
3.2 玻璃	33
3.3 塑料材料	34
3.4 太阳能透射率	35
3.5 太阳能反射器材料	39
3.5.1 平面反射器	39
3.5.2 抛物型反射器	41

3.6 线轴聚光器中的热传递	51
3.7 集热器吸热体	58
参考文献	61

第4章 太阳能热储存

4.1 概论	64
4.2 液体显热储存	65
4.3 固体显热储存	68
4.4 潜热储存	69
参考文献	74

第5章 平板和真空管集热器

5.1 概述	78
5.2 平板空气加热器	79
5.3 平板集热器	82
5.4 真空管太阳能集热器	89
5.5 太阳能集热器的性能测试	92
5.6 太阳能集热器的建筑一体化	93
参考文献	95

第6章 光伏装置的热利用与热管理

6.1 概述	98
6.2 PV/T 热水集热器	99
6.3 PV/T 空气加热器	100
6.4 光伏热管理	101
参考文献	102

第7章 太阳能热发电和工业热利用

7.1 概述	105
7.2 槽式系统	107
7.3 菲涅尔反射系统	107
7.4 塔式系统	108
7.5 碟式系统	109
7.6 聚光型太阳能热发电系统的特点	110
7.7 非对流太阳池	111
7.8 太阳能烟囱发电厂	116
7.9 太阳能过程热应用	117
7.9.1 工业	117
7.9.2 太阳能水处理	118
7.9.3 太阳灶	118
参考文献	119

第 8 章 太阳能热水及热水供暖联合系统	123
8.1 概述	123
8.2 一体被动式太阳能热水器 (IPSWH)	130
8.3 分布式热水器	132
8.4 光伏太阳能热水器	140
8.5 防冻保护	140
8.6 系统测试方法	142
参考文献	144
第 9 章 太阳能干燥	149
参考文献	159
第 10 章 太阳能冷却、制冷和海水淡化	160
10.1 前言	160
10.2 吸附式制冷机组	161
10.3 吸收式制冷机组	164
10.4 太阳能海水淡化	165
参考文献	168
第 11 章 温室工程	169
11.1 概述	169
11.2 温室材料	170
11.3 温室内部环境的数学建模	171
11.4 温室辅助加热系统的控制和能量储存	172
参考文献	176
第 12 章 被动式和混合式太阳房设计	178
12.1 概述	178
12.2 太阳能的获取	179
12.3 温带气候下的被动式太阳房构造	182
12.3.1 直接受益式太阳房	183
12.3.2 间接受益式太阳房	185
12.3.3 分离受益式太阳房	187
12.3.4 混合系统	195
12.3.5 预防过热	198
12.4 被动式太阳房的辅助供热及其控制	199
12.5 炎热气候下的被动式太阳房构造	200
参考文献	203
参考文献	206

第 1 章

绪 论

1.1 主要背景

驱动太阳能热利用发展的基本因素包括：

- 1) 环境可持续性：降低储量有限的化石能源消耗，减少全球温室气体排放，缓解当地空气污染；
- 2) 能源安全分散化：降低集中式能源系统对地缘政治、价格波动、自然灾害、人为破坏和攻击等因素的依赖性；
- 3) 商业机会：为国家和地区提供太阳能热生产、服务及供应等工作机会；
- 4) 经济可行性：在很多情况下，太阳能热利用是最可行的选择。

太阳能热利用系统的应用形式包括：

- 1) 不同规模的供热系统，通常使用热水或者热空气作为媒介；
- 2) 并网的大规模高温太阳能热发电系统；
- 3) 采用太阳能热驱动的冷却、海水淡化、干燥、烹饪、水净化、制冷和工业应用等系统。

应设法使太阳能热利用系统具有最佳的生命周期，并包含以下特征：

- 1) 高效的太阳能转换效率；
- 2) 与全天负荷或全年负荷的逐时变化相匹配，如有必要可利用储能设施；
- 3) 与负荷的能量和温度相匹配，如有必要可利用储能设施或热泵；
- 4) 初始投资低；
- 5) 运营费用低；
- 6) 对运行环境影响小；
- 7) 对物化环境影响小；
- 8) 稳定性、耐久性和安全性高。

从概念上来讲，太阳能热利用系统可实现太阳能的收集、热流体分配、储热以及对取热和热循环的控制。各部件有各自单独的功能，也可以相互配合实现多种功能。例如，联合太阳能集热和储热系统可应用于太阳能热水器、非对流太阳池以及直接受益式太阳房供暖等。每个系统部件的最佳参数取决于当地太阳能资源的特点、环境温度和负荷温度以及热能利用随时间变化的规律。

集热器类型		示意图	聚光比, C_1 代表直射辐射	代表性温度 $T(K)$
名称				
固定式	一体被动式		$C \leq 1$	$300 < T < 320$
	非对流太阳池		$C \leq 1$	$300 < T < 360$
	平板集热器		$C \leq 1$	$300 < T < 350$
	平板光伏/光热复合式集热器		$C \leq 1$	$300 < T < 360$
	真空管		$C \leq 1$	$320 < T < 460$
移动式	复合抛物面反射器		$1 \leq C < 5$	$340 < T < 510$
			$5 \leq C \leq 15$	$340 < T < 560$
	光伏/光热一体槽形反射器		$10 < C < 40$	$340 < T < 460$
	抛物面反射器		$15 < C < 40$	$340 < T < 560$
	线性菲涅尔反射器		$10 < C < 40$	$340 < T < 560$
	线性菲涅尔透镜		$10 < C < 40$	$340 < T < 540$
	柱面反射器		$10 < C < 50$	$340 < T < 540$
太阳跟踪	菲涅尔透镜		$40 < C < 300$	$340 < T < 1000$
双轴	抛物型碟式反射器		$100 < C < 1000$	$340 < T < 1200$
	球面碗状反射器		$100 < C < 300$	$340 < T < 1000$
	定日镜场		$100 < C < 1500$	$400 < T < 3000$

图 1.1 太阳能集热器的分类及其主要特点

在较短的时间段（如 1h 或更短时间）内，太阳辐照度、环境温度以及输出能源的利用模式（如太阳能热水器输出的热水利用模式）常常是不确定的，特别是在高纬度和易产生热带风暴的地区以及山区。随着太阳辐射累积计算的时间尺度从小时、天、月、季度逐渐增大到年，太阳辐射的变化模式一般逐渐减小。阳光充足的地区，即使在较短的时间间隔内太阳能也表现出一定的稳定特性；在这种地区，跟踪型太阳能集热器上的太阳辐射特性（如法向直射辐射）也会快速变化。在一些特定的应用形式下，控制负荷的变化可以使系统具有更好的可预测性。

太阳辐射具有以下的特点：

- 1) 系统性变化规律：昼夜循环和年度循环；
- 2) 随机性变化规律：主要由云层覆盖的程度和特性造成；
- 3) 高纬度地区能源密度低：虽然夏季晴空正午时的能源密度约为 900Wm^{-2} ，但是年均密度可能仅略大于 100Wm^{-2} ；
- 4) 常利用热储存：为完全满足夜间或者低辐照度期间许多应用形式的需求。

尽管太阳能和许多热负荷都有随机性的特点，但是热收集、热传输和热储存通常是采用确定的系统，可作为难以预测的瞬时输入和输出之间可预测的中间量。

太阳能集热器一般至少可分为 15 种类型，如图 1.1 所示。分类的依据为聚光的程度，其中聚光型集热器需要配置太阳能跟踪系统。

按国际通行评定程序对太阳能热利用装置部件或系统进行测试的结果，为部件或系统的选择提供了依据。对于小型装置，其额定性能往往取决于单台机组。而对于大型的、更复杂或特殊的应用形式，则有必要使用计算机辅助设计工具。设计工具的理论分析模型也用于性能预测。图 1.2 显示了这些与太阳能热系统开发相关的其他活动之间的联系。

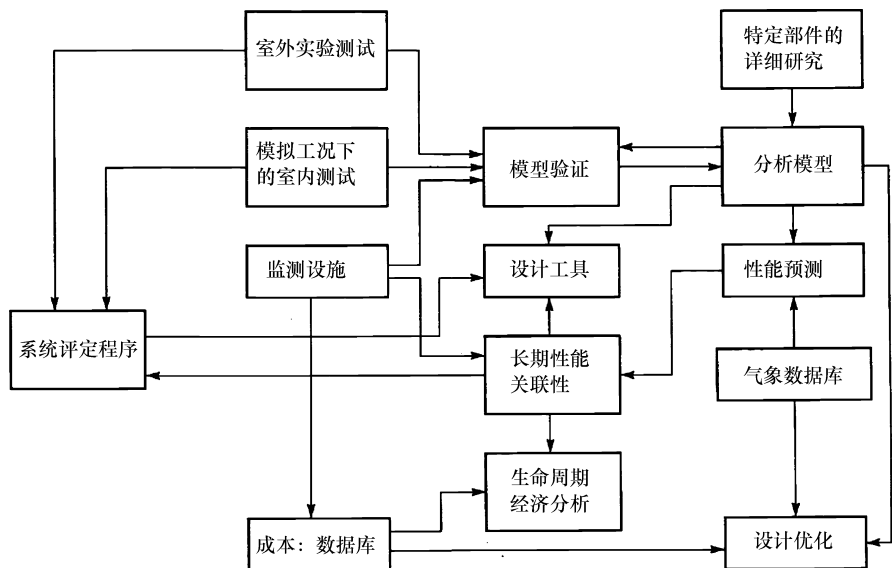


图 1.2 太阳能热系统设计和创新的主要方面及其之间的联系

1.2 与太阳能相关的法规、政策及经济

现行主流的市场结构、公共政策、隐性和公开的政治推测以及有关环境的社会价值都影响着太阳能热利用技术的经济性评估。极端情况下，这些因素可能会在无形中给太阳能热系统的利用带来不必要的障碍，例如被要求满足过于精确的经济性标准，或是将太阳热能以不适宜的方式应用或用于不适宜的地区。对能源技术的成本－效益对比分析显示（Holmeyer, 1988），使用化石燃料和核能会造成额外的不良后果，其中有很大一部分将转嫁给民众。这些后果包括全球及当地的污染物排放、对人体健康的负面影响及就业模式发生不利的转变。其中，最间接而长期的影响在于实际中无法将其专门纳入到每个能源消费者支付的能源费用中；这些问题将以税收、国内生产总值减少、国际收支赤字及生活质量下降等多种形式出现并由整个社会承担。通过比较，应用太阳能热技术可以使这些不利影响最小化，以减少这种间接成本。利用补贴来刺激太阳能热水技术的应用可以而且已经形成了特定的市场。然而，取消补贴后，这些市场往往很难维持。如果推出针对太阳能热技术的强制性政策（比如新建或改建的建筑），市场的发展将会顺利进行，从而形成特定市场的长期特征。

图 1.3 给出了实现环境可持续性发展的主要驱动力。通常，只有当太阳能热利用技术能够同时符合社会与经济两方面的可持续性要求时，这种环境友好型技术才会被推广使用。图 1.4 总结了法律监管的范围，需要确保太阳能热系统具有以下特征：

- 1) 可容许的：通过建筑规范和健康、安全法律；
- 2) 公平的：通过城市规划和分区；
- 3) 经济可行的：通过对化石能源和核能规定法定义务和进行平等对待。

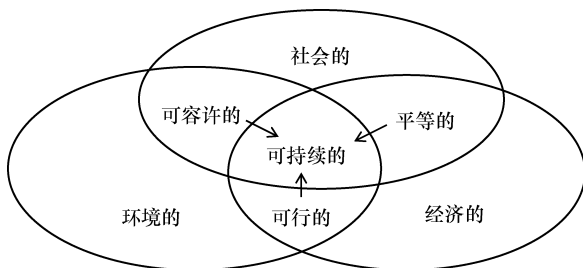


图 1.3 环境可持续性的驱动力

地方和国家政府都在试图控制城市发展，以确保：①公共设施、基础设施和资源的高效利用；②保护历史建筑和社区；③交通要道、重工业区与居民区分开；④寻求环境可持续性。另外，新建房屋的开发者会通过采用限制条款之类的措施，以迫使房屋所有者保持原来的设计风格。这就会对在房屋上加装太阳能集热器的改造活动造成阻碍。在美国，许多州已经取缔了禁止太阳能集热器安装的限制性协议（Bronin, 2009）。

许多法律都赋予了房屋所有者无遮蔽获得太阳能的权利，这是为了保留其原有的获得日光的权利，比如英国基于“Ancient Lights”法律的权利（Bickford - Smith 和 Fran-

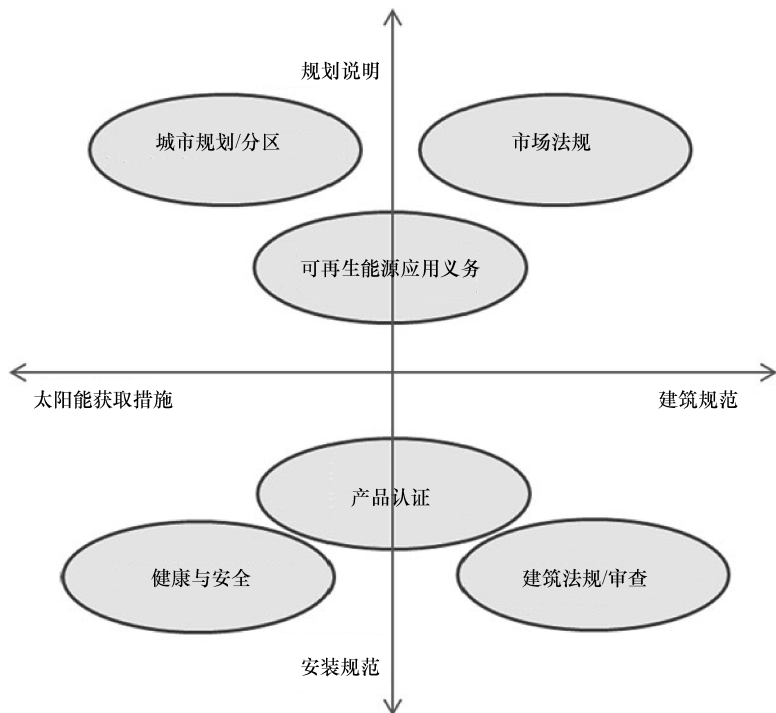


图 1.4 太阳能热应用的法律监管范围

cis, 2007)，或者日本基于健康的阳光保证权利（不特指能源）（Takagi, 1977）。而在美国，直到最近相关法律也没有赋予房屋所有者拥有房屋接收到的太阳能的权利，尽管在一些州（尤其是威斯康星州、加利福尼亚州和墨西哥州）这些权利已经得到了肯定（Paddick 和 Grinlinton, 2010）。

实际上在全世界所有的法规中，通常都有规定试图确保永久性建筑有足够的结构强度，以能够抵御可能产生的自然灾害（比如地震、暴风雨、龙卷风等），同时确保健康卫生的内部环境并且实现低能耗。这些法规一般应用于新建建筑，但是一些国家已经将其扩展至现有建筑的改造工程中。在一些行政辖区中，太阳能热水器的安装是强制性的，尽管这可能并没有出现在现有的建筑规范中。比如在中国，许多省的建筑规范中就有安装太阳能热水器的规定；事实上，如果没有安装太阳能热水器，施工将不得继续进行（Runqing 等, 2012）。

一个国家监管认证的产品可能无法进入某些其他国家的市场。比如，国家试图阻止以牺牲本国企业产品为代价而进行不公平的低价进口来占领市场份额的行为，这由有影响力的国家利益集团做出判断。政府可以征收进口关税，以消除这种竞争优势。除非是政治因素驱动的经济制裁，彻底禁止进口仍是比较少见的。然而，对于出口商来说，遵守复杂的国家法规和标准不可避免会增加成本，这与进口禁令有明显不同。最具讽刺意味的是，当为获得太阳能热水器经济可行性而需要降低初安装成本时，上述行为可能会导致太阳能集热器在特定市场中的成本居高不下。

大多数法规中会对流体输送系统的设计和安装给出具体要求。这些法规确保了健康的环境、消费者安全、节水及能源高效利用。例如，采用防冻剂的间接系统通常需要使用双层壁换热器。加压系统和社区级的大规模系统通常有额外的要求。很多法规要求，只有符合特定标准的许可产品才可以被安装。太阳能热水器的安装和运行需要遵守当地关于健康和安全的法规，一般在安装之前需要进行一些形式的风险评估，以降低发生重大事故的风险。后者包括在屋顶设置临时通道和工作场所，以及提供用于焊接管道接头的规程。由于这些风险以及安装造成的初始投资费用比重通常很大，因此许多制造商非常重视系统的设计，以简化安装程序，尽可能减少现场工作。如果系统出现故障，设计人员和安装人员的资质和培训通常会影响对疏忽出现之处的判断。疏忽所造成的罚款和其他制裁通常由相关法规给出。在某些司法管辖范围，由于判例法产生的债务可能会导致安装人员支付异常高额的保险费，这将增加安装成本。

太阳能利用的经济可行性应基于生命周期进行计算。大多数应用系统都有最佳的集热面积，这在很大程度上取决于集热器的材料和设计。例如，如图 1.5 所示，在斯里兰卡的热带性气候下，所研究系统的最佳集热面积随平板集热器排管数量和排管直径的变化而显著改变（Norton 和 Perera, 1991）。图 1.5 也显示了存在最优集热面积的内在原因。增大集热器面积会增加集热器成本，也会导致辅助燃料节省的变化率减小。太阳能热水器的最佳规模也可以用太阳能节能率来表示。

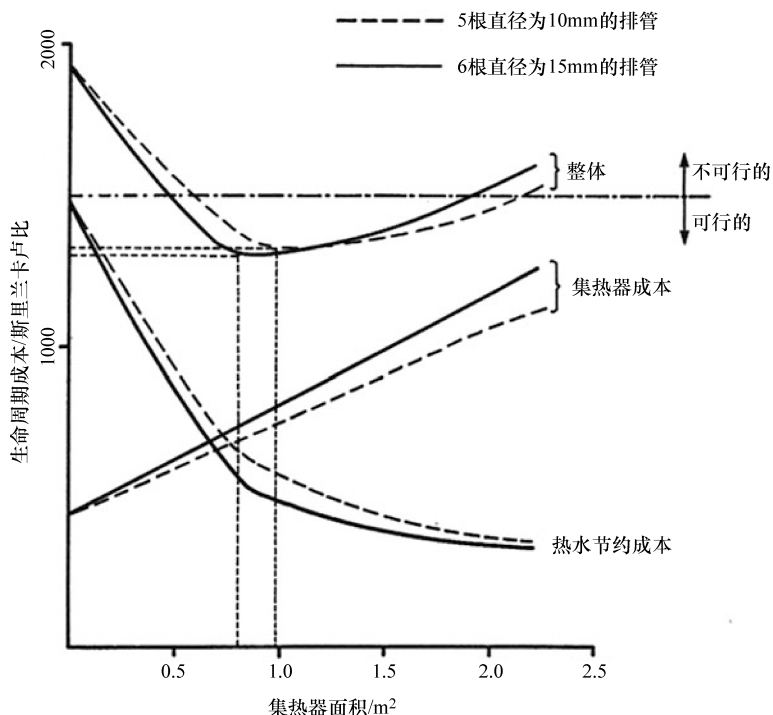


图 1.5 斯里兰卡太阳能热水系统平板型集热器不同设计时的最佳面积

参考文献

- Bickford-Smith S, Francis A (2007) Rights of light. Jordan, London
- Bronin SC (2009) Solar rights. Boston Univ Law Rev 89:1217–1232
- Holmeyer OL (1988) The social costs of energy consumption – external effects of electricity generation in the Federal Republic of Germany. Springer, Berlin
- Norton B, Perera KS (1991) Appropriate design of a solar energy water heater for Sri Lanka. ISES Solar World Congress, Denver, pp 3605–3610
- Paddick L, Grinlinton D (2010) The role of feed-in tariffs in supporting the expansion of solar energy production. Univ Toledo Law Review 41:943–973
- Runqing H, Peijun S, Zhongying W (2012) An overview of the development of solar water heater industry in China. Energy Policy 5:46–51
- Takagi GF (1977) Designs on sunlight, solar access in the United States and Japan. Comp Law Rev 10:123–146

太阳能资源

2.1 概述

地球围绕太阳在椭圆形的轨道上以一定倾角旋转，从而造成地球大气层外太阳辐射强度的年变化（Lunde, 1980），如图 2.1 所示。在大气层内，太阳能的以下特性在时间和空间上都呈现变化：

- 1) 强度；
- 2) 直射辐射和散射辐射的相对强度；
- 3) 天空散射辐射的各向异性；
- 4) 光谱组成。

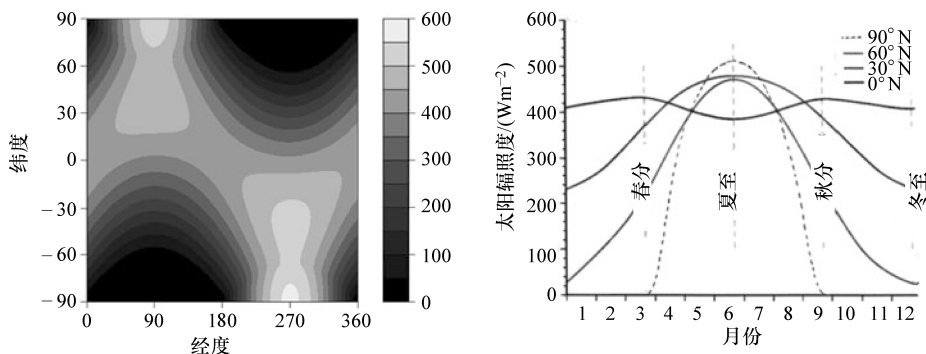


图 2.1 地球大气层外水平面上的太阳辐照度

地球大气层厚度的 99% 在距离地球表面 30km 以内。在通过大气层时，太阳辐射被反射、吸收和散射，太阳能总辐照度和直射辐照度均减少。地表接收的太阳辐射强度取决于接收面相对于太阳的方位角、时刻、日期、观测点的纬度和海拔以及大气条件。图 2.2 给出了从太阳入射到地球上某一平面太阳辐射量的关键影响因素。太阳光以 0.5° 的锥形张角入射到地球上。当光线通过带有大量气溶胶成分的浑浊大气时，由于发生前向散射而使得锥角变大。这个变大的锥角被称为环日辐射。在大气清洁的情况下，入射到地球表面的太阳辐射大部分为直射辐射。在多云的情况下，由于直射辐射被云层散射，总太阳辐射中散射辐射成了主要部分。

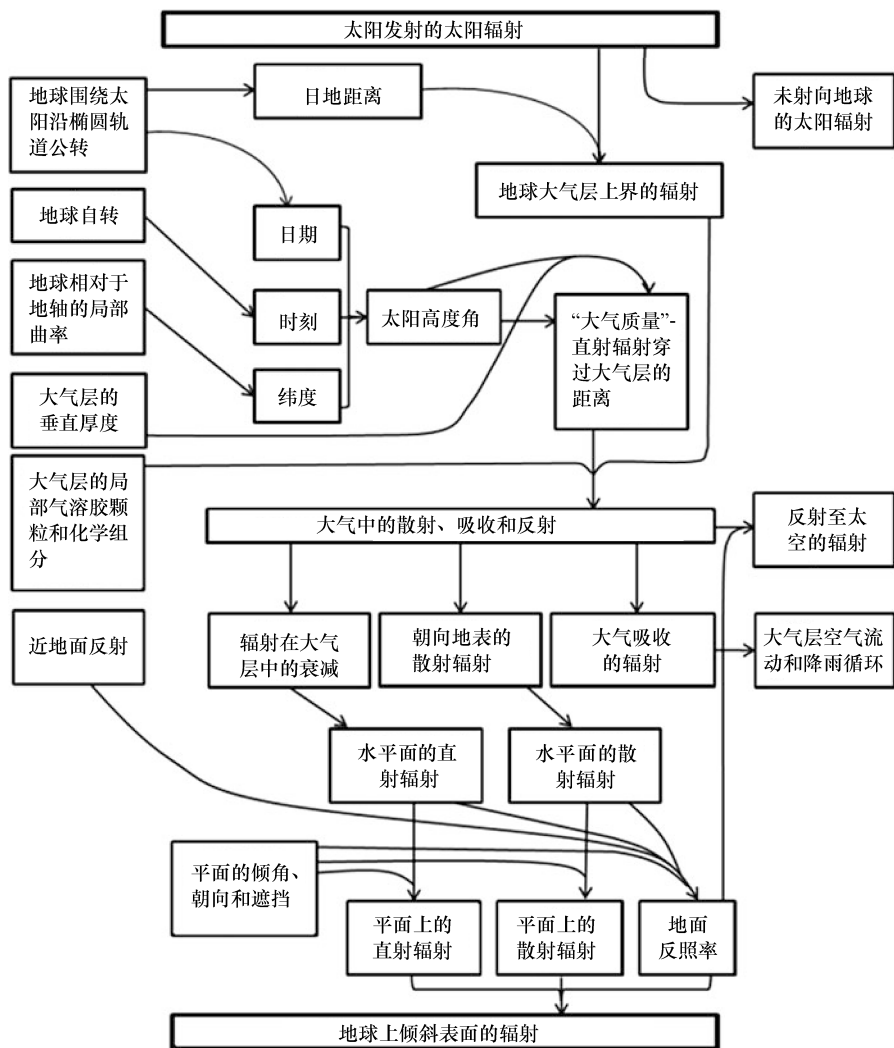


图 2.2 从太阳辐射至地球表面过程中太阳能的分配

经散射后到达地面的太阳辐射为散射辐射。太阳辐射被大气层吸收和散射的程度主要取决于大气质量（即入射路程的长度）和大气成分。太阳在天顶位置时，入射光线的路径最短，光束沿着倾斜的路径到达地球表面。图 2.3 给出了大气质量的定义。

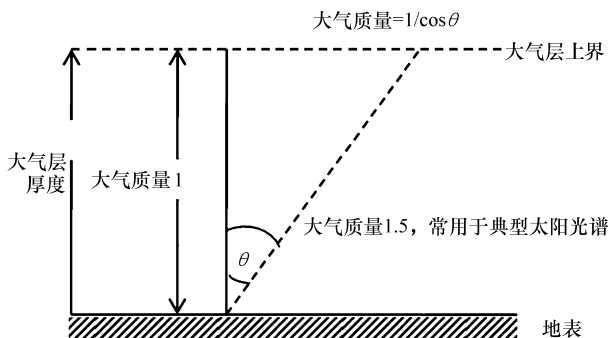


图 2.3 大气质量的定义

如图 2.4 所示, 太阳辐射是电磁波的一部分。当太阳光线穿过大气层、臭氧层、水和二氧化碳、氮气、氧气、悬浮颗粒、尘埃和云层时, 特定波长的太阳辐射都会以吸收或散射的形式被选择性衰减。臭氧层集中位于距离地球表面上方 $10 \sim 30\text{km}$ 处, 其中在 $25 \sim 30\text{km}$ 处浓度最大, 对波长为 $0.2 \sim 0.29\mu\text{m}$ 的紫外线有很强的吸收作用, 对 $0.29 \sim 0.34\mu\text{m}$ 波长的太阳辐射有较强的吸收作用, 而对 $0.44 \sim 0.7\mu\text{m}$ 波长的太阳辐射吸收作用较弱。臭氧的浓度随地理位置和季节变化而变化。水蒸气对波长大于 $2.3\mu\text{m}$ 的太阳辐射具有很强的吸收作用, 在波长 $0.7 \sim 2.3\mu\text{m}$ 范围内具有几个吸收波段。氧气主要吸收 $0.762\mu\text{m}$ 波长附近的太阳辐射。二氧化碳对波长大于 $2.2\mu\text{m}$ 的太阳辐射吸收能力强。图 2.5 显示了上述吸收作用对到达地球表面太阳光谱的影响。

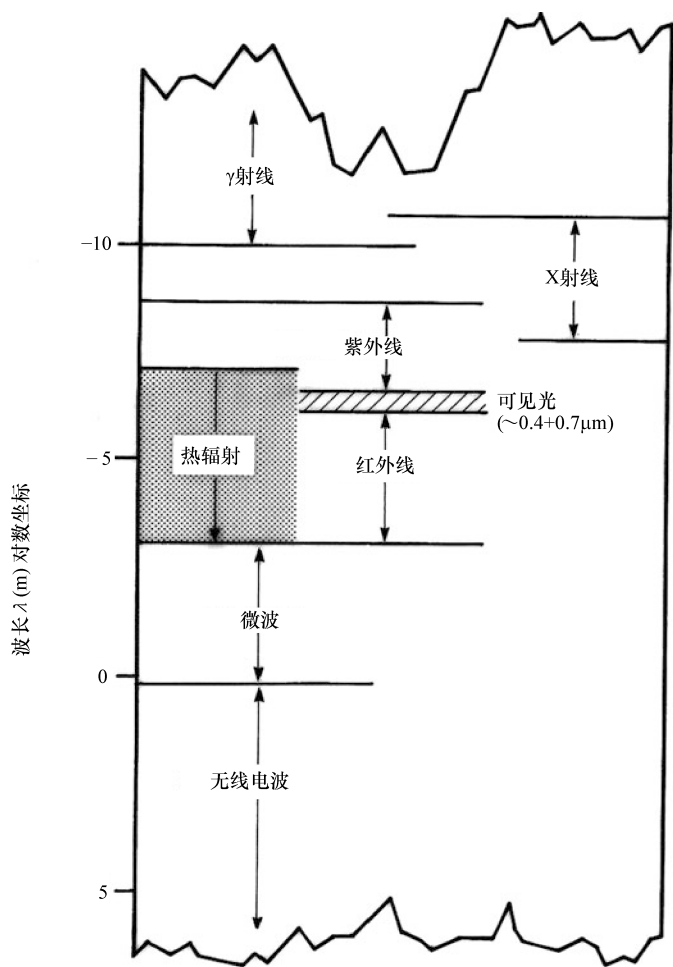


图 2.4 电磁频谱

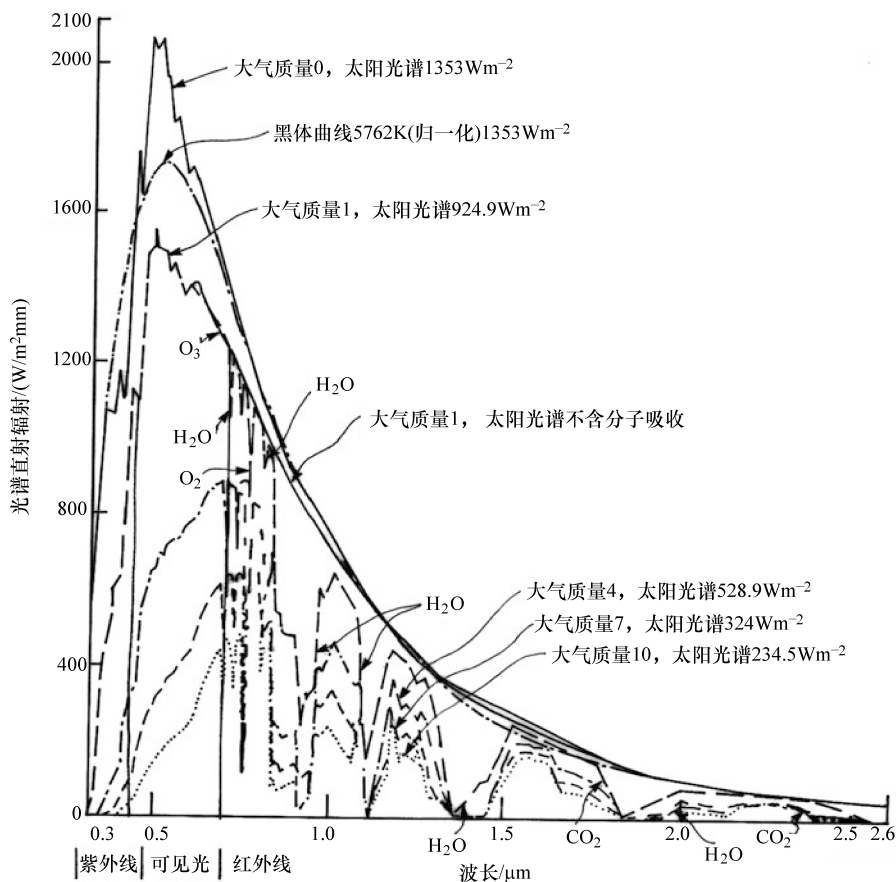


图 2.5 不同大气质量下太阳光谱的衰减

太阳辐照度的日变化和年变化模式在本质上都具有随机性。在许多气候条件下，不可能准确预测任何特定时刻的太阳辐照度。然而这些瞬时值通常可以形成稳定的具有长期统计学规律的分布。因此，预测某个特定时间段内会出现的太阳辐照度是可能的，但不能预测出现在这个期间的确切时刻。在缺乏测量值时，可以利用这些关联性预测太阳辐照度。但是在使用这些关联性时应特别注意，因为它们并不总是能可靠地外推到其他不同地点，即使它们具有相似的气候类型（Van den Brink, 1982）。

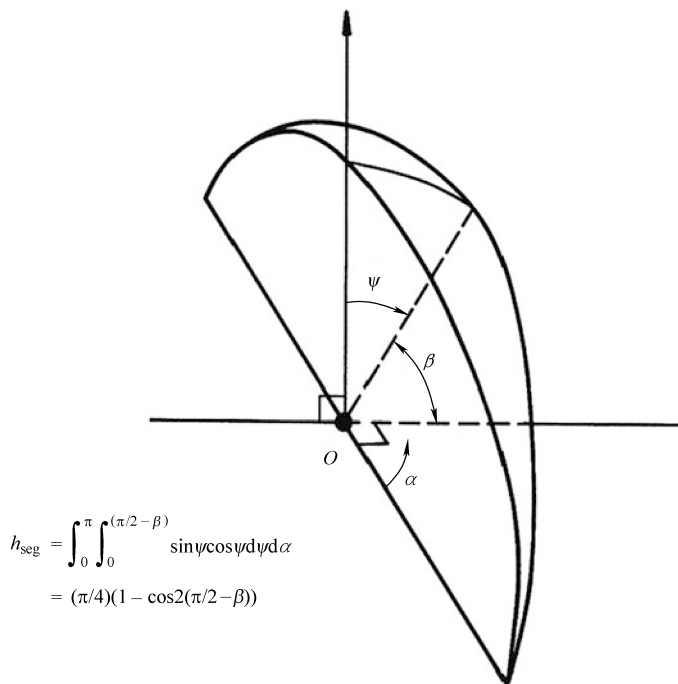
2.2 太阳能的地面测量

在给定地区采集地球表面逐日和逐时的太阳辐射数据，对于设计和优化太阳能热利用系统是至关重要的。因此，全世界不同地区的监测站都连续开展了太阳辐射数据的测量。这些测量包括：

- 1) 法线入射方向直射太阳辐射；

- 2) 水平面的散射辐射;
- 3) 水平面的总太阳辐射;
- 4) 特定方位倾斜面上的总太阳辐射;
- 5) 特定波段上的辐射光谱分布;
- 6) 地面反射的太阳辐射。

太阳辐射的测量仪器包括总日射表和直接日射表。总日射表用于测量来自全天空入射到水平面的总太阳辐射,如图 2.6 所示。直接日射表用于测量法线入射方向上的直射太阳辐射。



使用无遮光带的总日射表,从半径为 $a/\cos\delta$ 的半球空间测得的总辐射为

$$H = (h_s + h_g)a^2/\cos^2\delta$$

图 2.6 使用无遮光带的总日射表测得的总辐射

散射太阳辐射的测量通常是在总日射表上附加一个遮光带,以遮挡直射光线到达传感单元。常用的定直径遮光带会根据太阳赤纬角沿着平行于地轴的轴线移动。为了确定阴天条件下倾斜面上遮光带的校正因子 (Burek 等, 1988), 将一对总日射表并排安装在倾角可调的朝南平面上; 一个用于测量太阳总辐照度, 另一个装有遮光带用于测量散射辐射。总日射表的遮光带和倾斜度要进行周期性的 (例如, 每 2 周 1 次) 调整, 以维持测量散射的总日射表的圆顶处于遮光带中, 并确保通过测量平行于太阳时正午的太阳光线来得到太阳辐照度。在均匀的多云条件下, 太阳辐射仅为散射辐射且各向同性, 如果不需要校正遮光带, 那么由总日射表和装有遮光带的散射辐射仪测量的结果将是相同

的。实际上,在这种天空条件下测量的总太阳辐射与散射辐射之比是使用遮光带时所需的校正因子。这个因子使得测量能够包含被遮光带遮挡的来自太阳方向的散射辐射。对于大多数情况来说,其测量误差小,没有必要区分来自相同方向的散射辐射和直射辐射。遮光带仅需每7~14天进行调整,以便根据太阳赤纬角的变化而进行校正。因此,这种方法简单实用,与更准确的遮光盘方法相比更具优势(Burek等,1988)。后者比较了用装有可移动遮光盘来遮挡直接辐射的总日射表测量的散射辐射“真”值与装有遮光带总日射表的测量值。

有研究分析了总日射表遮光带的几何形状,确定在一年之中水平总日射表校正因子随着时间的变化,得到其与太阳赤纬角、日出和日落时角(Drummond, 1956; Robinson和Stoch, 1964)及朝南(在北半球)倾斜面的函数关系(Burek等, 1988)。假设散射辐射各向同性分布,图2.7显示了这种几何校正关系。各向异性散射辐射是在各向同性散射辐射的基础上产生了仅百分之几的误差(Ineichen等, 1983)。只有当对准确度要求很高时,遮光带校正才应被用于考虑各向异性天空散射辐射。晴空条件下,散射辐射的经验或理论分布均可使用,因为没有哪一种方法绝对比另一种更好(Rawlins和Readings, 1986)。经验校正方法是基于一年当中的时刻和散射辐射与总辐射的测量值之比(Painter, 1981)或是基于总辐射,因为散射辐射的各向异性与该参数有关(Mujahid和Turner, 1980)。关于遮光带内表面被直射阳光照射部分影响的理论与实验研究(尤其

总日射表部件可感应面积为

$$S=2ab \cos \delta \int_0^{\omega_0} \cos \theta d\omega$$

式中, θ 为总日射表在 ω 定义的方向上的太阳入射角,
 ω 为遮光带平面的方位角, ω_0 为总日射表平面上的日出时角, θ 和 ω_0 由下式给出:

$$\begin{aligned}\cos \theta &= \sin \delta \sin(\phi - \beta) + \cos \delta \cos(\phi - \beta) \cos \omega \\ \cos \omega_0 &= 0 - \tan(\phi - \beta) \tan \delta\end{aligned}$$

因此

$$S=2ab \cos \delta (\omega_0 \sin \delta \sin(\phi - \beta) + \cos \delta \cos(\phi - \beta) \sin \omega_0)$$

遮光带遮挡的半球辐射占比为 S/H , 则遮光带校正因子由下式给出:

$$C=1/(1-S/H)$$

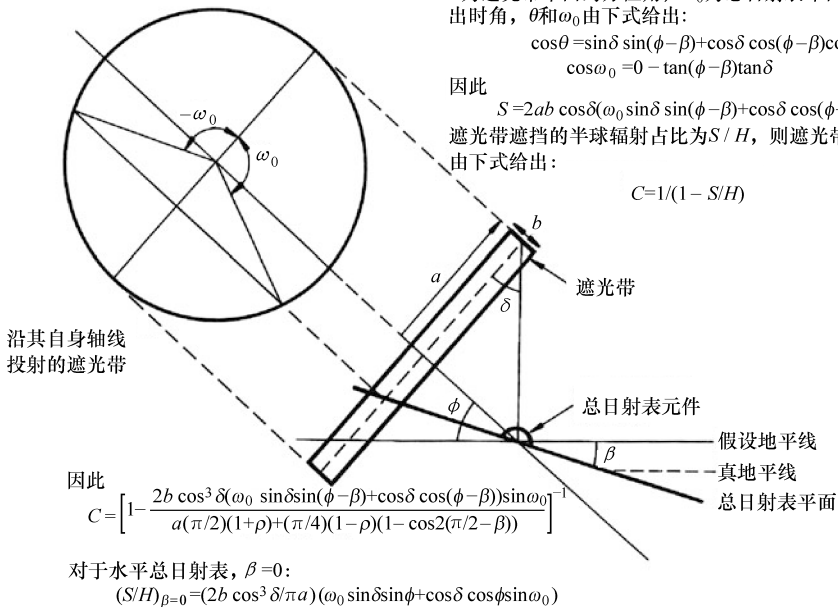


图 2.7 用于倾斜面和水平面总日射表的遮光带校正因子

是在低太阳高度)表明,遮光带宽度对各向异性的校正(与几何校正分开考虑)没有显著影响(Steven 和 Unsworth, 1980),除非是非常窄的遮光带(宽度与半径之比小于 0.15)。Drummond (1956) 的校正函数隐含假定了各向同性的辐射分布与多云天气日均数据吻合度较好,而各向异性分布的校正函数与晴天数据更吻合(Ineichen 等, 1983)。因此,有些讽刺的是,散射辐射测量值的各向异性校正与低散射辐射条件下非常精确的测量值具有一定的关联性。

均匀太阳辐射通量下倾斜和水平总日射表元件的遮光带校正因子如图 2.8 所示,其中总日射表的太阳入射角与遮光带平面的方位角、总日射表所在平面的日出时角有关。

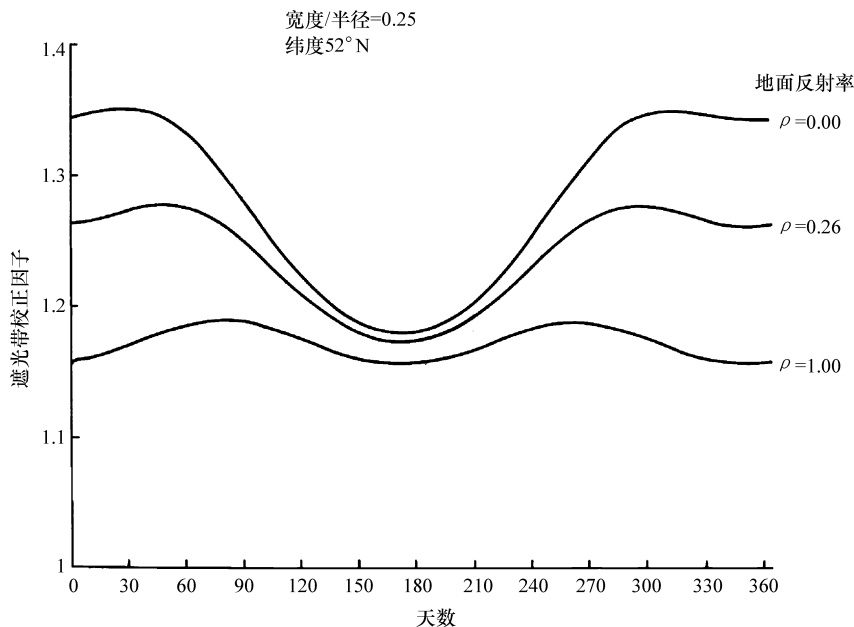


图 2.8 太阳时正午垂直于太阳入射方向的总日射表的遮光带校正因子

当从高处看,平地的地平线会在水平面之下;比如,当从 5m 高的地方看,地平线在水平面以下 2.2° 。对于安装在屋顶上的总日射表,遮光板校正因子应包括高度校正,以避免该值被错误高估。倾斜表面还需要另外的校正;图 2.7 显示了太阳时正午下与太阳垂直的、倾斜的总日射表的校正。校正因子随着倾斜角度的减小而增加,这是因为尽管被遮光带遮挡的地面反射辐射减少了,但被遮挡的天空辐射在总量中的占比有所增加。图 2.9 显示了总日射表在不同倾角下、地面反射率为 0.26 (适于绿色玻璃) 时,遮光带校正因子全年的变化情况。

当倾角较小时,图 2.9 所示曲线在冬季有 1 个最小值,而在夏季有 2 个最大值。相反,在倾角较大时,夏季有 1 个最小值,这是因为此时遮光带仅有一小段是有效的。实际上,如果倾角进一步增大,那么在这段时间内可不需要遮光带,因为感应元件已完全无法接收到直射辐射。由图 2.8 可得,遮光带内表面已被假定为不再反射光线,尽管已经表明哑光黑色表面的反射率可以是 0.1 (LeBaron 等, 1980)。对于图 2.8 所示的遮光

带几何形状和地面反射率, 冬季时随着总日射表朝向由水平变为竖直, 遮光的校正因子由 1.02 变为 1.29。当地面反射率较低或遮光带宽径比较大时, 这个值变化范围会更大。因此, 这些因子的潜在误差相对较小, 但至少在假定天空散射为各向同性时, 它们和由各向异性散射辐射分布可能引起的遮光带校正因子误差一样大 (Spencer 等, 1982)。

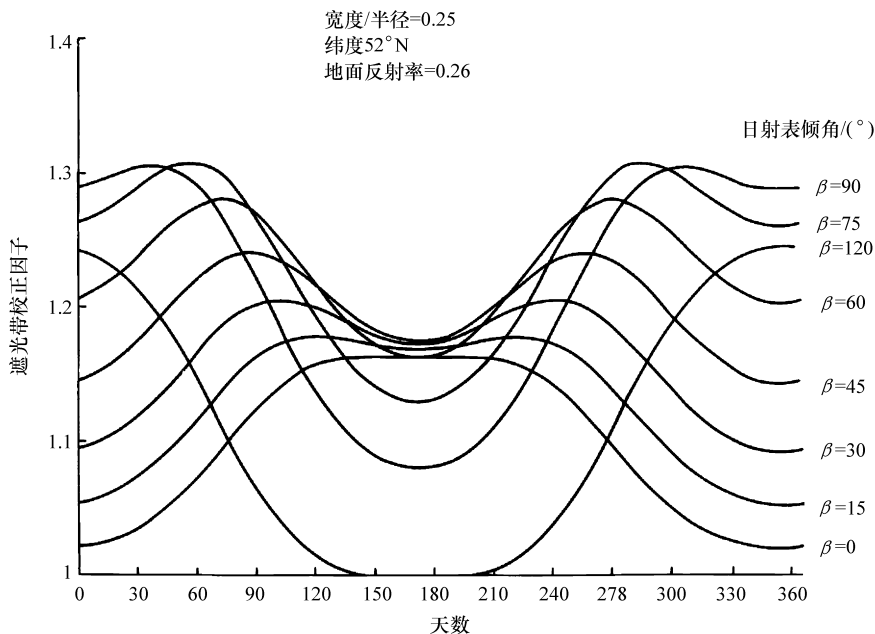


图 2.9 不同总日射表倾角的遮光带校正因子

2.3 太阳能的预测

得到的太阳辐射总量和类型的数据决定了其是否适合:

- 1) 通过附近日照时间和云量情况估算太阳辐射 (Iqbal, 1983; Reddy, 1987);
- 2) 仅根据太阳总辐射测量数据估算散射辐射 (Liu 和 Jordan, 1960);
- 3) 使用基于半经验关系式得到设计数据, 比如, 基于无云条件的 Hottel 晴天模型 (Hottel, 1976)、基于多云条件均化的阴天模型 (Stine 和 Harrigan, 1985)、标准大气环境以及与环境温度的对应关系 (Norton 和 Abu - Ebeid, 1989);
- 4) 使用来自最近的日照测量气象站水平面上总太阳辐射和散射辐射的测量数据;
- 5) 使用卫星数据 (Perez 等, 2002)。

经验公式可用于估算那些没有测量数据地区的太阳辐射。在许多气象站, 1981 年之前利用康培尔 - 司托克 (Campbell - Stokes) 和类似的日射记录仪可以记录超过 200 Wm^{-2} 的直射辐射, 而在 1981 年之后为 120 Wm^{-2} (Iqbal, 1983)。这是日照小时数的基础, 常用于日常的天气报告。直射辐射的阈值有点类似于太阳辐射可利用性的概念 (见第 2.5 节)。将大气层外太阳辐射和太阳几何昼长 (和在一些情况下的其他因子)

作为归一化参数,通过不同形式的 Angstrom 关系式,可以将日照小时数转化为太阳辐射。图 2.10 给出了 Angstrom 与相关参数的关联性 (Angstrom, 1924; Prescott, 1940; Page, 1961)。考虑到目前太阳辐射测量数据的可用性,即使采用最精细的模型 (Reddy, 1987), Angstrom 类关系式的实际使用也已变得非常有限。

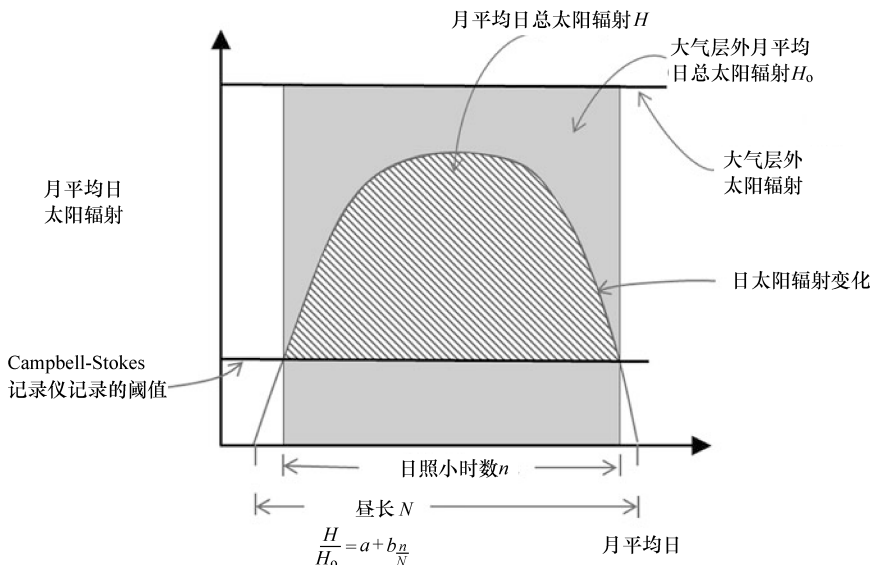


图 2.10 月平均日太阳辐射量与表观昼长之间的 Angstrom 关联性

各种气候参数 (如湿度、温度、降雨量、日照小时数、云层覆盖总量) 已经替代日射直接测量用于建立经验关系。但是, 由于太阳辐射穿过大气层的衰减是一个复杂的随机过程, 因此使用这些方法具有局限性。

2.3.1 水平面上的太阳辐射

散射辐射与太阳总辐射之比取决于月平均晴空指数 (Liu 和 Jordan, 1960)。晴空指数是地球表面月平均日太阳辐射与地球大气层外太阳辐射之比, 两者均为同纬度水平面上的测量值, 如图 2.11 所示。后续研究提供了考虑季节变化 (包含日落时角) 的关联式 (Collares - Pereira 和 Rabl, 1979; Erbs 等, 1982)。如图 2.12 所示 (Liu 和 Jordan, 1963; Bendt 等, 1981; Theilacker 和 Klein, 1980; Reddy 等, 1985; Hollands 和 Huget, 1983), 对于气候类型相同的区域, 存在一个日晴空指数的“广义”累积频率分布曲线。当已知月平均晴空指数的最小值和最大值, 就可以得到晴空指数的概率密度函数 (Reddy, 1987), 如图 2.11 所示。

使用晴空指数的关联式, 可由入射的日太阳总辐射量预测日散射辐射量 (Liu 和 Jordan, 1960; Collares - Pereira 和 Rabl, 1979), 并且通过包含日落时角而将季节变化考虑进来, 如图 2.13 所示。长期来看, 在许多气候下, 太阳总辐射的日变化是关于太阳时正午对称的 (Liu 和 Jordan, 1960)。这一结果已经被用于建立小时之间以及小时与

S: 太阳常数=1367W/m²

d_n 一年中的天数

ϕ 纬度

δ 赤纬角

ω 日出时角

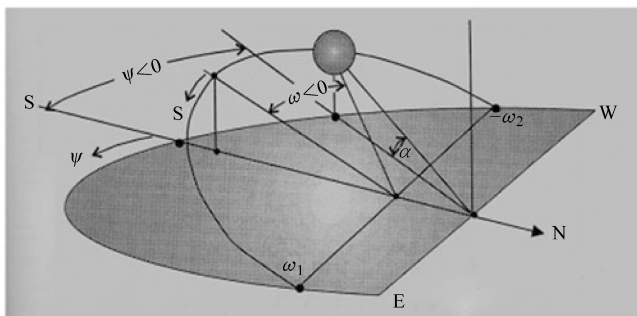


图 2.11 晴空指数的定义

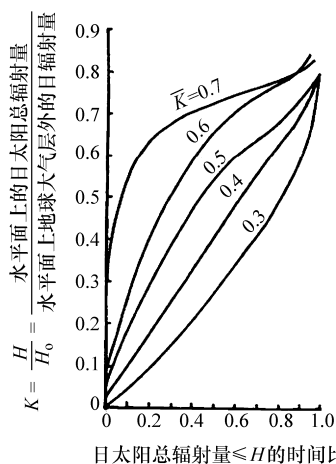


图 2.12 日晴空指数的累积频率分布

晴空指数的概率密度函数

$$P(K_T) = C \left[\frac{K_{T,\max} - K_T}{K_{T,\max}} \right]^n e^{\gamma K_T}, \quad K_{T,\min} \leq K_T \leq K_{T,\max}$$

式中, C 由下式给出:

$$C = \left[\int_{K_{T,\min}}^{K_{T,\max}} \left[\frac{K_{T,\max} - K_T}{K_{T,\max}} \right]^n e^{\gamma K_T} dK_T \right]^{-1}$$

累积频率分布由下式给出:

$$F(K_T) = \int_{K_{T,\min}}^{K_T} P(K_T) dK_T = \frac{\exp(\gamma K_{T,\min}) - \exp(\gamma K_T)}{\exp(\gamma K_{T,\min}) - \exp(\gamma K_{T,\max})}$$

水平面月平均日太阳总辐射量的关联性 (Collares - Pereira 和 Rabl, 1979)。其中, 时角是对应于每个小时的中点, 水平面每小时及月平均日太阳散射辐射的表达式如图 2.13 所示 (Liu 和 Jordan, 1960)。每小时的散射辐射与总辐射的关联性也就建立起来了 (Gordon 和 Hochman, 1984; Erbs 等, 1982)。

2.3.2 倾斜面上的太阳辐射

越来越多的地方有了太阳辐射的测量数据, 它们以水平面上逐时太阳总辐射和散射辐射以及水平面上月平均日太阳总辐射数据的形式给出。少数地方给出了倾斜面上的太阳总辐射数据。然而, 测量倾斜面上所有可能方位角上的总辐射数据并不现实, 因此需要采用计算的方法根据水平面的测量数据得到入射到倾斜面上的辐射。若已知水平面上逐时的太阳辐射数据, 则可以计算数据收集点附近地区任何倾角和方位角上的平面逐时入射能量, 也可以计算所考虑年份的逐日、逐月以及全年的入射能量。

在计算倾斜面上的太阳辐射时, 大部分模型采用类似光束分量的处理方法来考虑散

使用晴空指数的关联式, 根据日太阳总入射
辐射量预测日散射辐射量

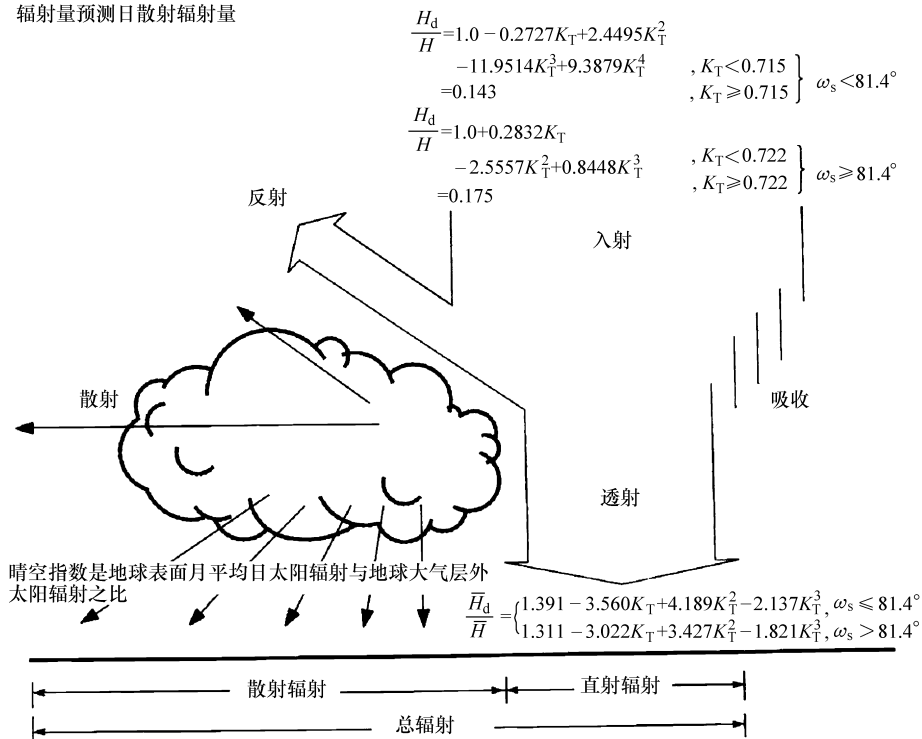


图 2.13 每日和每月散射辐射与总辐射的关联性

射辐射。其假定大部分散射辐射来自天空中太阳周围的区域, 意味着大部分散射辐射产生于前向散射。这个假设最适用于无云的天气并且可被用于该天气下的设计。如图 2.14 所示, 用于散射分量的角度校正和光束分量一样, 忽略地面反射的辐射, 只给出在倾斜面上的总入射辐射。

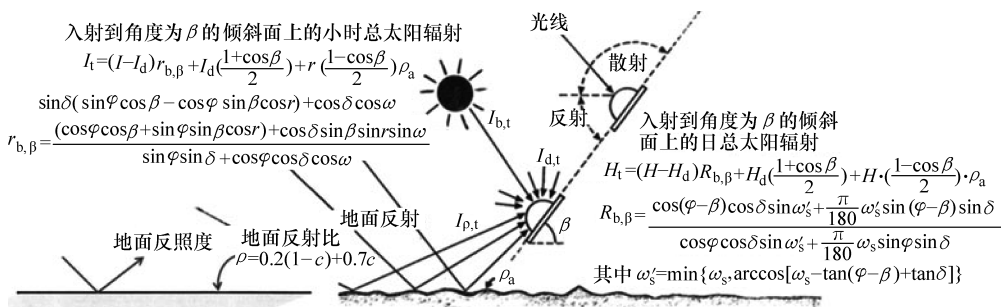


图 2.14 倾斜面上逐时和逐日的太阳总辐射量

图 2.14 为 Liu 和 Jordan (1962) 的倾斜面太阳辐射模型, 它考虑了直射辐射、散射辐射和地面漫反射的太阳辐射。模型中假设与各向同性的散射太阳辐射一样, 地面反射辐射与一个适当的视角因子成正比。当倾斜面相对于水平面的倾角为 β 时, 对天空的视

角因子为 $(1 + \cos\beta)/2$ ，而这也是散射辐射各向同性分布的校正因子。假定地面水平且在一定程度上无限大，视角因子为 $(1 - \cos\beta)/2$ 。如果地面对于太阳总辐射是漫反射体（反照率恒定为 ρ ），那么由地面反射至表面的辐射如图 2.14 所示。反照率 ρ 在 0.05（平静水面）~0.8（新雪）之间显著变化，但大部分地面的反照率约为 0.2。如图 2.14 所示，时间分数“ C ”代表积雪时间（通常以月为统计时间），可用于校正由积雪引起的地面反射率变化。

Liu 和 Jordan (1962) 的模型假设地面是一个兰贝特反射体，在各个方向上均匀地反射所有波长的辐射，并且与太阳高度无关。这种假设在处理地面反射的太阳辐射时是常见的 (Dave, 1977)，但实际上反照率会随辐射的波长、入射角以及观察的视角发生显著变化。

图 2.14 也给出了倾斜面上的逐时太阳总辐射量 (Liu 和 Jordan, 1960)。

2.4 利用卫星信息获取太阳能数据

地球同步轨道卫星可以测量地面和云层的反射辐射。核对和分析这些信息以生成空间分辨率为 $10\text{km} \times 10\text{km}$ 的月平均和年平均太阳辐射分布图。综合卫星获取的逐时辐射图像、日积雪数据、大气水蒸气、吸收性气体和大气气溶胶的月平均值等信息，确定水平面上的逐时直射和散射太阳辐射 (Marion 和 Wilcox, 1994; Maxwell 等, 1998; George 和 Maxwell, 1999; Perez 等, 2002)。

2.5 太阳辐射的可用性

对于许多太阳能热利用系统，存在一个临界的太阳辐照度数值。太阳能集热器的临界值为在给定的环境温度下获得的热量等于热损失时所对应的辐照度，如图 2.15 左图所示（其中一天内环境温度随时间变化）。假定月平均环境温度处于相应的早晚环境温度之间，则可以得到一个月内所有日的太阳辐照度临界值（见图 2.15 右图），从而可以定义临界辐射比（见图 2.15）。

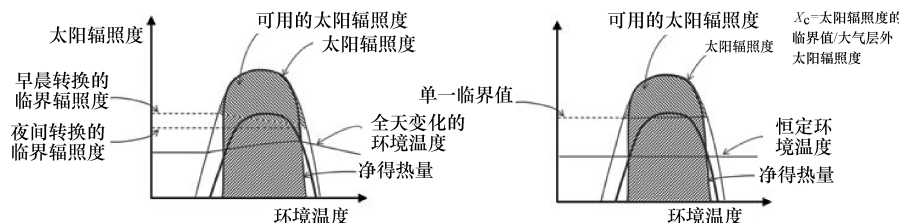


图 2.15 太阳辐照度可用性的临界值

当环境温度保持恒定且全天太阳辐照度呈正弦变化时，早晚可利用太阳辐照度的临界值相同，可以用全天的平均温度来计算得到可利用太阳辐照度的临界值。太阳辐射的可利用性仅取决于给定地点、月份、该月合适的平均温度和系统倾角条件下的辐射值。

日可利用性因素取决于小时可利用分数, 通过每小时太阳辐照度加权计算得出 (Clark 等, 1983)。通用的小时可利用性曲线源于通用的晴空指数曲线 (Liu 和 Jordan, 1965)。对于朝向赤道的集热器, 可以利用这些曲线根据不同的晴空指数、临界辐射率及不同的倾斜表面与水平表面月平均日直射辐射之比推导基于月数据的小时可利用性。图 2.16、图 2.17、图 2.18 给出了这些曲线。对于一般性的日可用性, 已绘制有相似形式的图形 (Klein, 1978; Collares - Pereira 和 Rabl, 1979; Theilacker 和 Klein, 1980; Evans 等, 1982)。

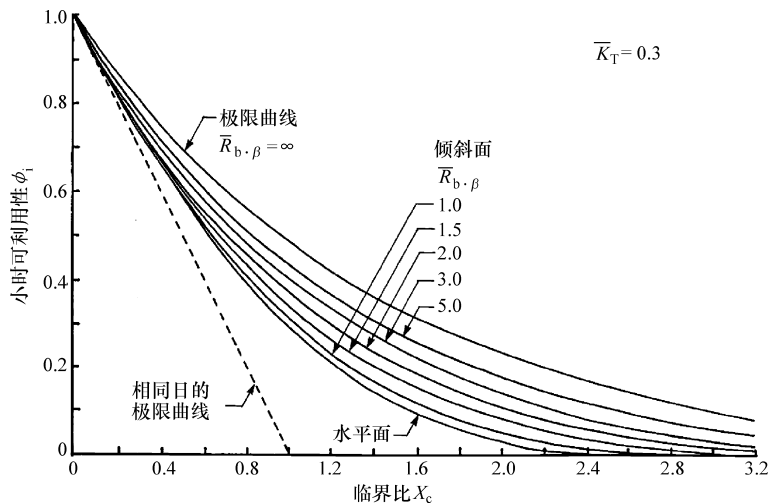


图 2.16 晴空指数为 0.3 时不同倾角平面的临界太阳辐照度比

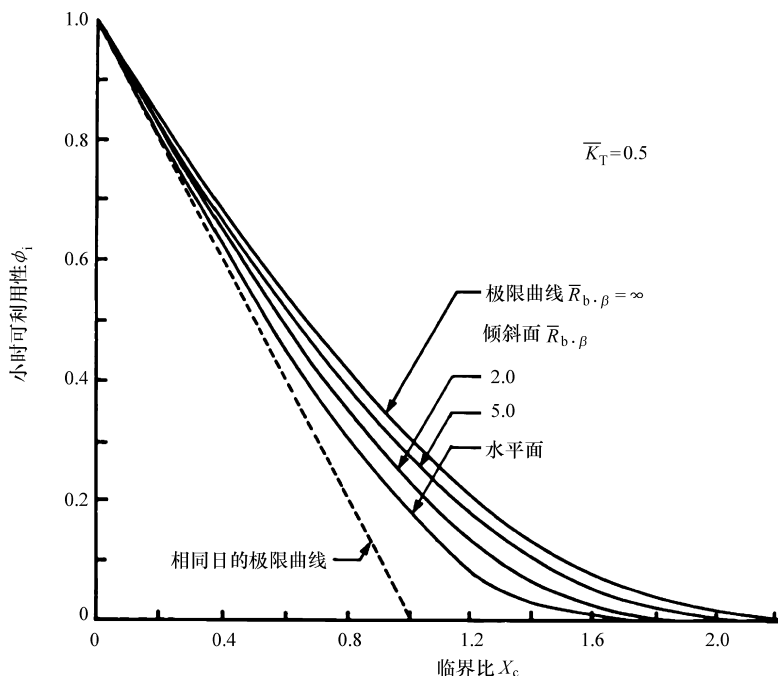


图 2.17 晴空指数为 0.5 时不同倾角平面的临界太阳辐照度比

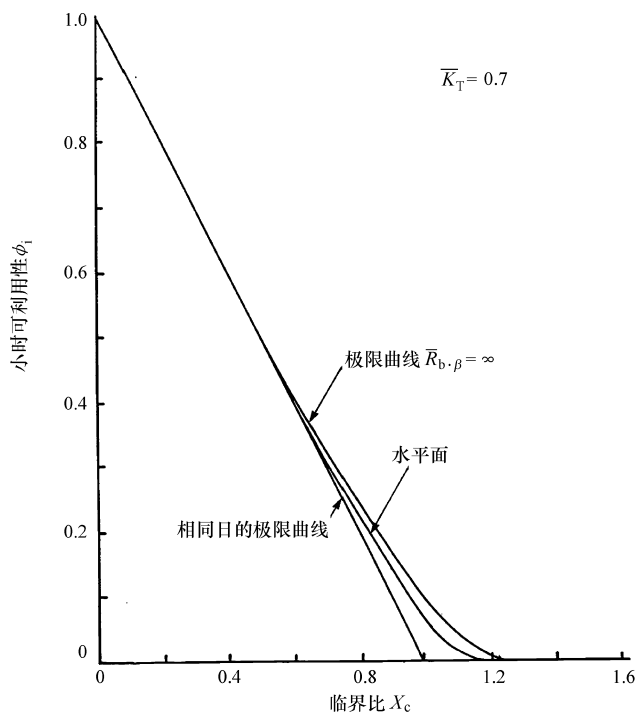


图 2.18 晴空指数为 0.7 时的典型“晴天”临界太阳辐照度比，表明在晴天时太阳能可利用性的有限变化

2.6 日光数据

日光建筑物内部被人眼察觉到的太阳光照明。通过考虑辐射的发光效率将太阳辐射与日光照明联系起来。发光效率被定义为光通量与辐射通量的比值，如图 2.19 所示。

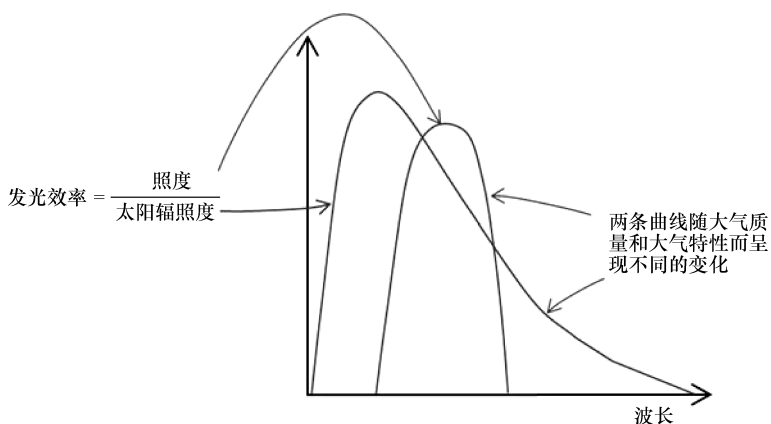


图 2.19 发光效率的定义

它是辐射能光谱分布的函数，随着太阳高度、云层覆盖度、大气污染物成分以及直射和散射辐射相对比值的变化而变化（Littlefair, 1985, Robledo 和 Soler, 2001）。

2.7 太阳能的地域可用性

局部气候是具有区域特点的综合表现，是光照、温度、降雨量、湿度、风速以及由大气环流和洋流、海拔和地形决定的风向相互影响作用的结果。全球可被分为几个不同的气候类型（Trewarthu 和 Horn, 1980），如图 2.20 和表 2.1 所示。全球太阳辐照度分布如图 2.21 所示。太阳辐照度随纬度而变化，同时在经度上（特别是在赤道上）也呈现出明显变化，这是由地球表面的陆地和海洋交替变化所造成的。

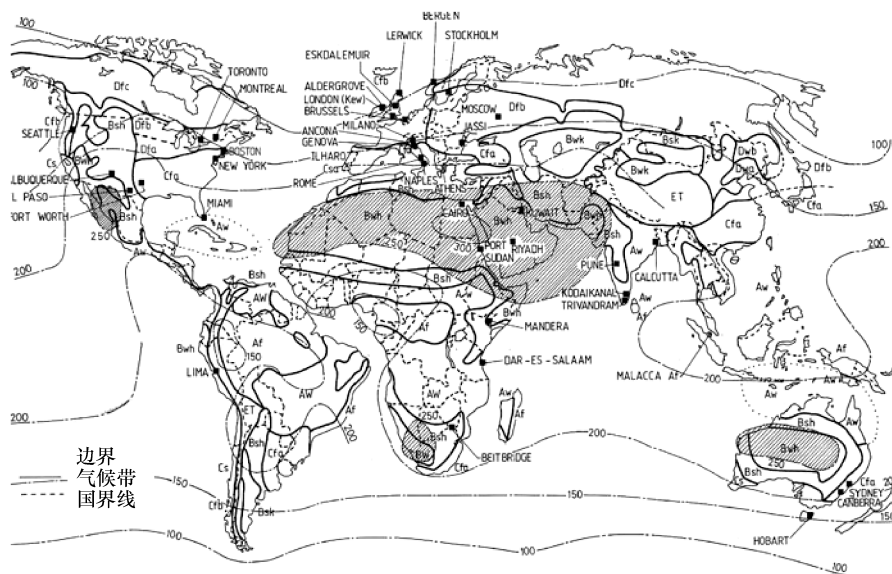


图 2.20 世界气候类型的分布

表 2.1 气候类型

名称	描述
Aw	热带干湿季气候：全年高温，低辐照期间或冬季为旱季。至少有 1 个月的降雨量少于 6cm
Bsh	半干旱气候或干旱气候：年平均气温高于 18℃。这些地区位于低纬度或热带
Bwh	干旱气候或沙漠气候，年均气温超过 18℃
Cfa	无明显旱季；夏季最干旱的季节降雨量在 3cm 以上，夏季炎热，最热月平均气温超过 22℃
Cfb	无明显旱季；夏季最干旱的季节降雨量超过 3cm，夏季凉爽，平均气温在 22℃ 以下
Csa	夏季干旱；冬季最湿润月份的降雨量至少是夏季最干旱月份降雨量的 3 倍。夏季炎热，最热月平均气温在 22℃ 以上

(续)

名称	描述
Dfb	寒冷气候：冬天潮湿和夏天凉爽，最热月份的平均气温在 22℃ 以下
Af	热带湿润气候，最干旱的月份降雨量至少为 6cm。在这种气候条件下，气温和降水量全年都保持高水平，季节性变化最小
Bwk	干旱或沙漠气候，平均气温 18℃ 以下。这些地区位于中纬度，或寒冷沙漠和草原
Cs	夏季干旱，冬季最湿润月份降雨量至少是夏季最干旱月份降雨量的 3 倍，其中最干燥的月份降雨量少于 3cm
Dfa	寒冷气候，冬季潮湿，夏季炎热，最热月份平均气温超过 22℃
Dfc	寒冷气候，冬季潮湿，夏季凉爽且短暂，超过 10℃ 的月份不超过 4 个
ET	冻原气候，最热月平均气温低于 10℃ 但高于 0℃



图 2.21 全球太阳辐照度分布

除了这些决定气候类型的宏观因素，多山区域和城市区域也会产生中尺度气候的影响。相比于城市周围的乡村，城市区域接收到的光照通常较少。日照持续时间在工业区可以下降约 20% (Landsberg, 1981)。在太阳高度较低的地区，大气质量最长时，这种削弱效果最大。不同的影响可以季节性地产生温带气候，例如，如果低层大气逆温现象在冬季和秋季频繁发生，会加快污染物的积累，导致太阳辐射衰减并伴随散射辐射的增加。然而，在温带气候区，春季风速普遍较高，夏季大气对流较强，这些都会驱散空气中的污染物从而使得日照削弱效果相对降低。环境空气温度每月的最大值和最小值滞后于太阳辐射每月的最大值和最小值大约一个月：这是热量传入或传出地表的一个体现。这种滞后现象在中纬度的海洋区域更显著。温度与太阳辐射之间的这种滞后关系已被用于建立一种用温度数据估算每月太阳辐照度的方法 (Norton 和 Abu - Ebeid, 1989)。

对于中温应用的场合，环境温度是集热器热损失的一个重要决定因素。云层覆盖量和环境温度的不同变化组合可以导致太阳能热利用系统在表面上相似的区域中表现出完

全不同的特性。作为上述的一个例证，图 2.22 显示了在欧洲地区内，一年中特定的太阳能热水器可满足所需求热水的天数。为获得较高的太阳能节能率，可以根据冬季的太阳辐射度决定所使用的集热器面积。由图 2.22 可以看出，在欧洲的一些地方如塞浦路斯，合理设计的太阳能热水器应能满足全年的热水需求。而在北欧，同样的太阳能热水器显然不能满足这种需求；如图 2.23 所示，在北欧气候条件下，即使集热器面积从 5m^2 翻倍到 10m^2 ，采暖系统也仅有较小的太阳能保证率。当要求较高的太阳能效益时，太阳能热利用系统的设计必须包含跨季节的储热器，如图 2.24 所示。

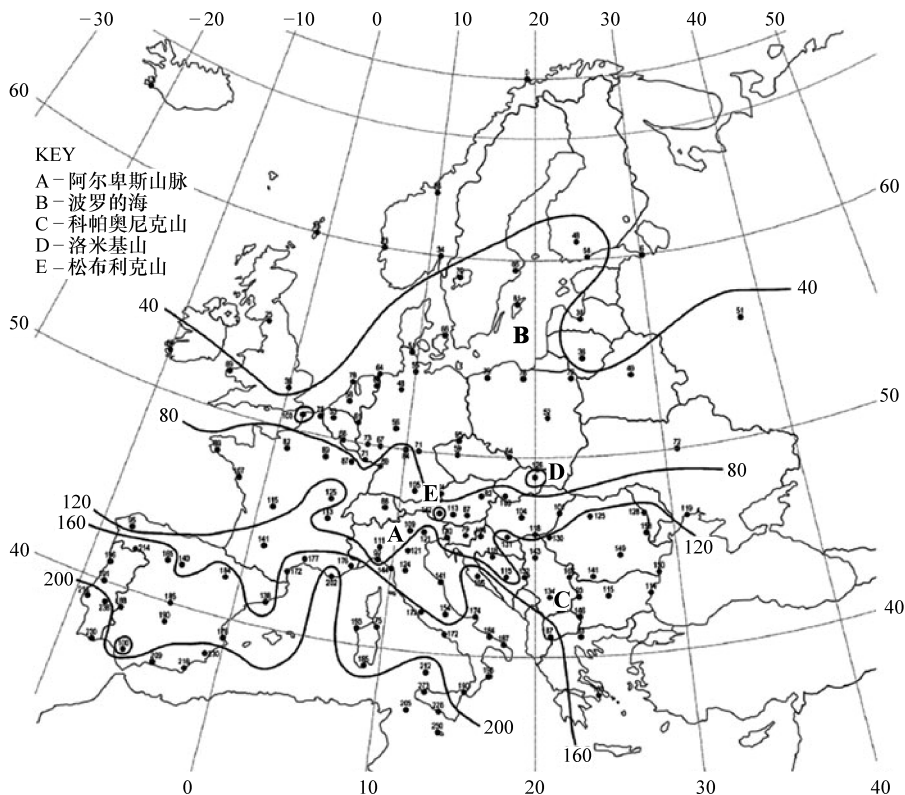


图 2.22 太阳能单独供应热水天数图

尽管跨季节储热系统能提高太阳能的效益，但这是对能量而不是对焓而言的。特别是对于热水系统，即在冬季太阳能加热的水温可能达不到最终使用的水温要求，这时则需要使用辅助能源。

散射辐射全天、全年的变化及在地理上的差异是限制聚光型集热器（其仅收集直射辐射）使用的关键因素。法线方向入射的年直射辐射是在全球范围内选择最适合建设聚光型太阳能热发电站地点的关键因素。以加纳为例，如图 2.25 中的放大部分，年直射太阳辐射有非常大的局部变化，特别是在有季风或雨季的赤道区域。

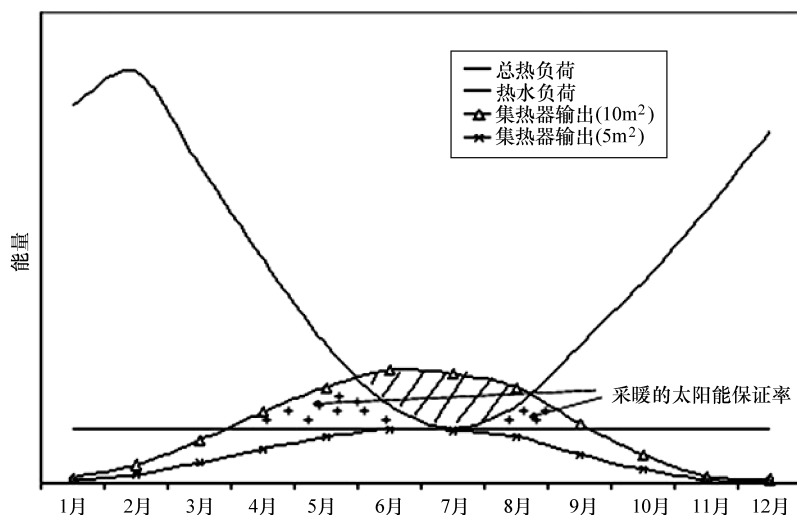


图 2.23 两个特定集热器面积的年热输出

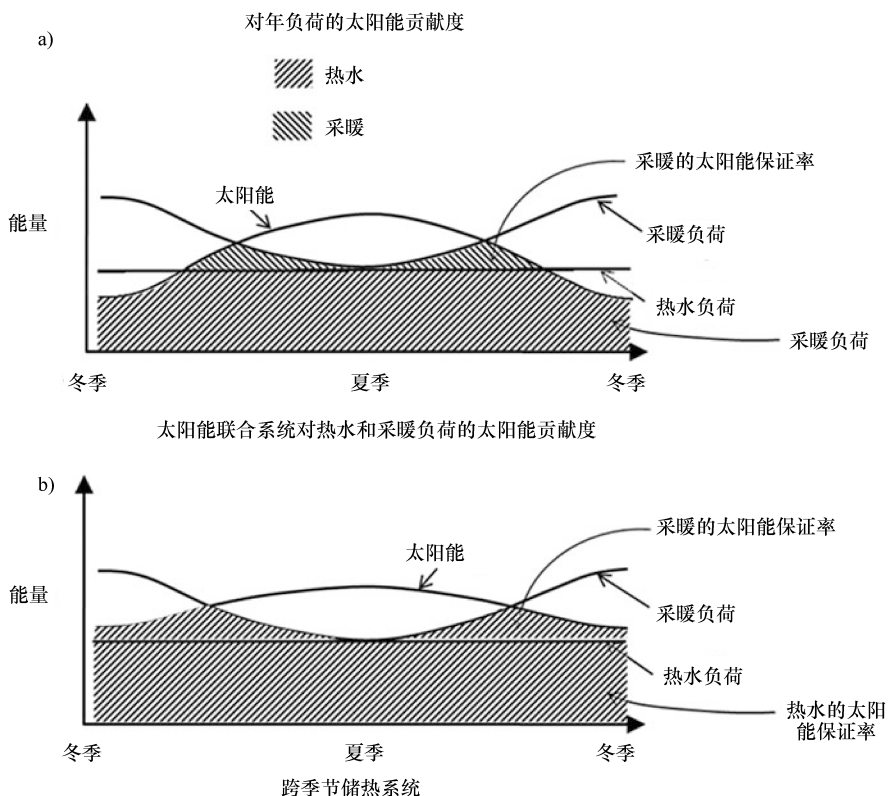


图 2.24 温带气候下不同的太阳能热水和采暖联合系统太阳能日均贡献的年度变化示例图

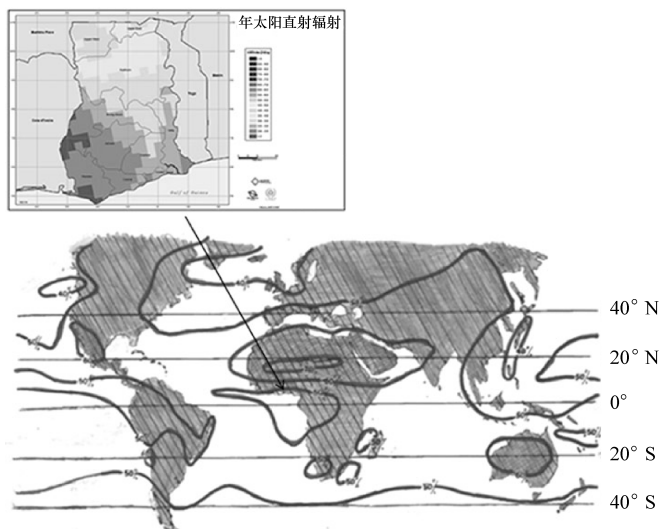


图 2.25 适于建设聚光型太阳能热发电站的区域分布图

2.8 太阳几何学

太阳能是由太阳内部的氢聚变反应产生的。太阳光所经过的日地平均距离为 $1.5 \times 10^{11} \text{ m}$ ，地球大气层外单位面积入射的太阳辐射强度测量值为 1367 W/m^2 ，被称为太阳常数。由于地球的轨道大体呈椭圆形，所以地球大气层外接收到的辐射强度在一年内会有 $\pm 3.4\%$ 的变化，在近地点辐射强度最大，而在远地点辐射强度最小（Stine 和 Harrigan, 1985）。

由于以下因素，太阳辐射每时每刻都在变化。

地理因素：

- 1) 接收面的倾角及方位角对太阳辐射截断的影响；
- 2) 邻近结构对直射和散射太阳辐射的遮挡；
- 3) 相邻表面对太阳辐射的反射；

物理因素：

- 1) 由大气条件导致的太阳总辐射强度、直射与散射辐射比例的变化；
- 2) 天空散射辐射的分布；
- 3) 由植被或积雪造成地面条件变化导致的地面反射率变化。

在设计太阳能系统时，预测太阳入射方向与接收面法线方向之间的夹角很重要。到达表面的太阳辐射最大值由于入射角的余弦作用而减小，这被称为倾斜因子。图 2.26 显示了在极坐标系下 52°N 及 8°W 的太阳几何学。

对于许多太阳能热利用系统，可以假定一天中云层分布是均匀的。在各向同性天空模型中，假设散射辐射在天空的分布是均匀的，与方向无关。当云层覆盖率均匀或阴天时，这是一个合理的近似。实际上，天空散射辐射的分布可能是复杂和瞬态变化的，这

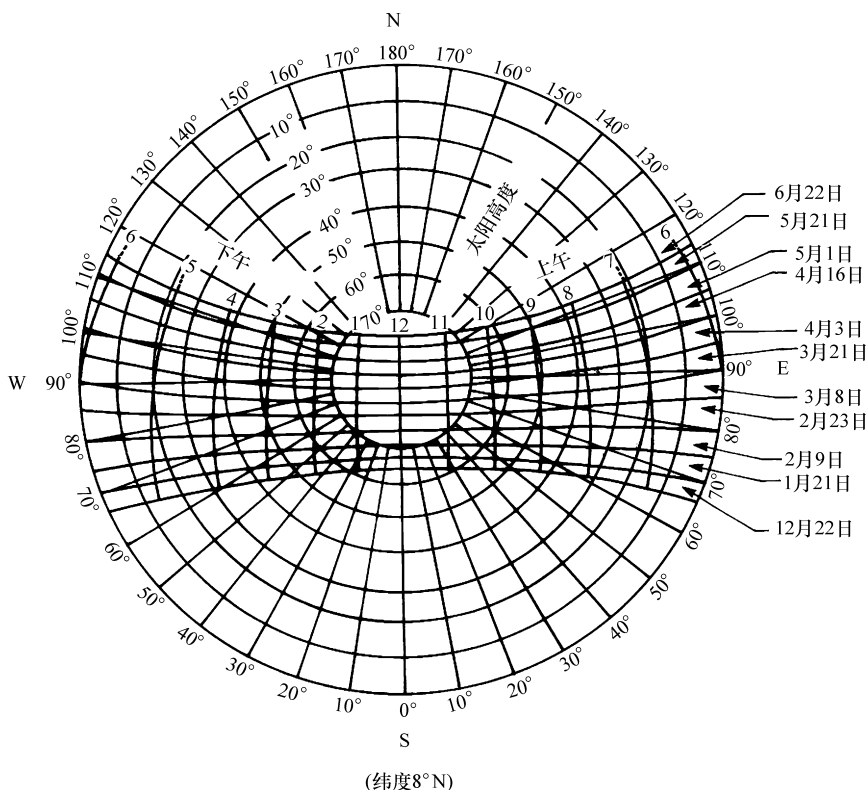


图 2.26 极坐标图

取决于云的形式、高度和移动以及大气质量。高聚光比的聚光型太阳能系统无法收集散射辐射。采用跟踪系统将聚光器对准太阳入射方向，太阳入射方向不涉及倾斜平面。在聚光器中，跟踪位置法线方向上入射直射辐射的持续时间和强度是关键的设计参数。

2.9 散射辐射的天空分布

空气分子（即氮、氧和其他组分）可散射与其分子大小相当的短波辐射，这被称为瑞利散射。水滴和气溶胶散射辐射的波长与这些颗粒的直径相当。因此，大气的浊度、灰尘含量或云层量的增加均会导致太阳辐射的散射量增加。散射的结果是部分直射辐射被转换为散射辐射。较高的浊度和云层覆盖率会增加较长波长辐射的散射，从而导致天空越来越白。由于大气散射作用，一部分入射的太阳辐射被反射回大气层外，一部分成为散射辐射从天空的各个方向到达地球表面。既不被散射也不被大气吸收的太阳辐射成为直射辐射到达地球表面。这些过程如图 2.12 和图 2.13 所示。

散射太阳辐射通常是各向异性的，这是由于：

- 1) 密云；
- 2) 环日增亮；
- 3) 天边增亮；
- 4) 碎云。

碎云是造成散射辐射各向异性的主要原因。然而，在云层厚度均匀的阴天，天顶附近比靠近天边的区域更亮。这与在晴空下产生天边增亮的现象相反。天边增亮是由悬浮在大气中的灰尘物质引起的，光线发生前向 Mie 散射。由气体分子瑞利散射的散射光在所有方向上均相同。因此，大部分由灰尘散射的直射辐射将在太阳直射方向上产生偏离直射光束仅有几度的锥形角。因此，太阳周围各向同性天空的辐射强度可以比平均天空辐射强度高 10 倍，这取决于大气中的灰尘含量。如果空气很干净，环日散射辐射会很小，而高度污染或多尘的空气则会完全遮蔽天空。大气瑞利散射和 Mie 散射产生了空间均匀的浊度，其可以适用于物理建模 (Kittler, 1986)。云层带来的空间各向异性可以迅速转变。对于间歇性的部分云层覆盖，难以通过建模进行一般化的预测并与测量值进行比较。实际上恰好相反，它是从测量中获取相关参数，使部分云层的影响能够被包含在太阳辐射模型中；例如 Perez 倾斜辐照度模型 (Perez 等, 1983, 1990a, b, c, 1993) 包含了天空透明度 (法向直射辐射和水平散射辐射之比) 和天空亮度 (散射辐射与大气层外太阳辐射之比)。因为天空透明度参数在多云的天空下是恒定的，所以天空亮度成为描述云层不透明度的必要参数。此外，即使在无云的天空下，天空透明度参数也不足以反映大气混浊状况。

因为太阳辐射在天边附近穿过的大气质量比其在天空更高位置时穿过的更大，所以导致更多的辐射从天边附近被散射向观察者，从而产生晴空下的天边增亮现象。这种影响主要是来自瑞利散射，但是会由于大气中存在灰尘而得到增强，这些大气中的灰尘主要集中在低海拔地带，从而产生低海拔 Mie 散射。

为了估计假设各向同性散射辐射所引起的误差，Dave (1977) 采用第一性原理计算了无吸收和各向异性大气层的散射辐射分布，并发现采用各向同性的假设会将散射辐射低估 1~6 倍。Liu 和 Jordan (1962) 的模型与低辐照度下 ($< 300 \text{ W m}^{-2}$) 的观测值有较高的吻合度，即阴天条件下的各向同性假设是最有效的；但是在较高的辐照度 ($> 500 \text{ W m}^{-2}$) 情况下，Liu 和 Jordan 的模型会将倾斜面的辐射值低估 3%~20% (Klucher, 1979)。此外，该模型也不足以预测非均匀晴朗、部分多云天空条件下倾斜面的太阳辐照度 (Klucher, 1979)。

如果存在环日散射辐射，这将会导致在朝向赤道的平面上测得的散射辐射大于根据假设各向同性的天空模型所预测的结果 (Lloyd, 1984)。相反，当假设散射辐射为各向同性时，朝向两极的平面上预测的辐射强度将会被高估。当假定各向同性天空时，天边增亮会使得在任何倾斜面上测得的太阳辐射大于模型预测结果。当假设散射辐射各向同性分布时，预测的总辐照度在朝向赤道的平面上比实际值约低 5%，在朝向两极的平面上比实际值约高 40% (Lloyd, 1984)；但是当朝向两极的平面上的太阳辐射较小 (除

对于高纬度地区夏季的早晚时分)时,两个朝向上散射辐射测量值和预测值间的绝对差很相近。

由 Klucher 的“全天空”各向异性模型(Klucher, 1979)给出的散射辐射分布与观测值的误差平均都在5%以内。它是基于 Temps 和 Coulson (1977)早期的“晴空”模型推导的,他们在 Liu 和 Jordan 方法的散射太阳辐射项中应用了两个校正因子。这些因子旨在表示在其他更均匀的阴天散射辐射分布中发现的各向异性区域, Klucher (1979)通过调制函数扩展了 Temps 和 Coulson 模型,使其可以应用于从晴天到阴天的所有天空条件。

在阴天的情况下,当散射辐射与总辐射的比例是1时,全天空各向异性模型则简化为 Liu 和 Jordan 的各向同性模型。对于晴空,散射辐射与总辐射的比值小,全天空模型接近于 Temps 和 Coulson 的晴空模型。像 Liu 和 Jordan 一样, Hay (1979)将倾斜面的太阳总辐射分成了三个部分:直射辐射、散射辐射和地面反射辐射。Hay 的各向异性模型与 Liu 和 Jordan 模型的不同之处在于,其假设倾斜面上散射辐射分布中所有各向异性的环日项与环日增亮相关,如图 3.19 所示。这两个组成部分用晴空指数表示。

Hogan 和 Loxsom (1981)通过比较散射太阳辐射模型的结果与3个月的辐射数据得出, Liu 和 Jordan (1962)的各向同性模型、Hay 的各向异性模型(Hay, 1979)和 Klucher 的全天空模型(Klucher, 1979)都无法准确预测垂直表面的辐射。基于有限的数据库, Klucher 模型得到了一致性最好的结果。比较所使用的地面反射项后, Hogan 和 Loxsom (1981)发现,无论是否有地面反射项, Klucher 模型的表现都优于其他两个模型。例如,对于朝南倾角为 20° 的表面, Klucher 模型可在 98.5% 时间内正确预测逐时总太阳辐射。然而,当采用相同的模型预测在朝北、朝南、朝东或朝西垂直面上的结果时,有超过 50% 的时间会产生明显误差。Ma 和 Iqbal (1983)使用在安大略省 Woodbridge 收集的数据,再次比较了这三个模型,结果显示在预测朝南倾斜面上的太阳辐射时, Hay 和 Klucher 模型同样准确,优于 Liu 和 Jordan 模型。各向同性模型在全年内都低估了太阳辐射; Hay 模型的全年结果也偏低,但偏差较小; Klucher 模型的夏季值偏高而冬季值偏低。当倾角达到 60° 时, Klucher 和 Hay 模型的最大方均根误差小于 15%。这三个模型在倾角增加时都会产生较大的误差(Ma 和 Iqbal, 1983)。

Perez 等(1986)建立了一个能更好地比较 Liu 和 Jordan、Hay 及 Klucher 方法的模型,其包括:

- 1) 天空穹顶的几何表示,包含独立可变的环日增亮和天边增亮;
 - 2) 太阳辐射条件的参数描述;
 - 3) 采用实验推导出的环日增亮和天边增亮随太阳辐射条件的变化。
- 障碍物对到达表面的太阳辐射量可能会产生以下影响:

- 1) 直射辐射完全衰减并形成阴影;
- 2) 所接收的太阳总辐射的散射部分减少;
- 3) 入射辐射的地面反射部分减少;
- 4) 太阳辐射在表面的散射和镜面反射增强。

这些分量的大小取决于障碍物的长度、反射率及太阳辐射在其表面的入射角度和强度。评估由于遮挡带来的太阳能损失需要数值积分。为了精确计算,遮挡物几何形状的影响被大量研究,得到了一些理论解,它们可以比数值积分更快地得到结果(Sharp, 1981, 1982)。

参考文献

- Angstrom A (1924) Solar and terrestrial radiation. *Q J Roy Meteorol Soc* 150:121–126
- Bendt P, Collares-Pereira M, Rabl A (1981) The frequency distribution of daily insolation values. *Solar Energy* 27:1–5
- Burek SAM, Norton B, Probert SD (1988) Analytical and experimental methods for shadow-band correction factors for solarimeters on inclined planes under isotropically-diffuse and overcast skies. *Solar Energy* 40(2):151–160
- Clark DR, Klein SA, Beckman WA (1983) Algorithm for evaluating the hourly radiation utilizability function ASME. *J Solar Energy Eng* 105:281–287
- Collares-Pereira M, Rabl A (1979) Simple procedure for predicting long term average performance of non-concentrating and of concentrating solar collectors. *Solar Energy* 23:235–253
- Dave JV (1977) Validity of the isotropic-distribution approximation in solar energy estimations. *Solar Energy* 19:331–333
- Drummond AJ (1956) On the measurement of sky radiation. *Arch Met Geophys Bioklim* B7:413–436
- Erbs DG, Klein SA, Duffie JA (1982) Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly – average global radiation. *Solar Energy* 28:293–302
- Evans DL, Rule TT, Wood BD (1982) A new look at long term collector performance and utilizability. *Solar Energy* 28:13–23
- George R, Maxwell E (1999) High-resolution ways of solar collector performance using a climatological solar radiation model. In: *Proceedings of the annual conference of the American Solar Energy Society*, Portland
- Gordon JM, Hochman M (1984) On correlations between beam and global radiation. *Solar Energy* 32:329–336
- Hay JE (1979) Study of shortwave radiation on non-horizontal surfaces. Canadian Climate Center. Report 79–12, AES, Downview
- Hogan WD, Loxsom FM (1981) Preliminary validation of models predicting insolation on tilted surfaces. In: *Proceedings of the annual meeting of the American section of the international solar energy society*
- Hollands KGT, Huget RG (1983) A probability density function for the clearness index, with applications. *Solar Energy* 30:195–209
- Hottel HC (1976) A simple model for estimating the transmittance of direct solar radiation through clear solar atmospheres. *Solar Energy* 18
- Ineichen P, Gremaud JM, Guisan O, Mermoud A (1983) Study of the corrective factor involved when measuring the diffuse solar radiation by use of the ring method. *Solar Energy* 31:113–117
- Iqbal M (1983) *An Introduction to solar radiation*. Academic, Toronto
- Kittler R (1986) Luminance model of homogeneous skies for design and energy performance predictions. In: *Proceeding of the 2nd international daylighting conference*, Long Beach
- Klein SA (1978) Calculation of flat-plate collector utilizability. *Solar Energy* 21:393–402
- Klucher TM (1979) Evaluation of models to predict insolation on tilted surfaces. *Solar Energy* 111–114
- Landsberg HE (1981) *The urban climate*. Academic, New York
- LeBaron BA, Peterson WA, Dirmhirn I (1980) Corrections for diffuse irradiance with shadowbands. *Solar Energy* 25:1–13
- Littlefair PJ (1985) The luminous efficacy of daylight, a review. *Light Res Technol* 17:162–182
- Liu BYH, Jordan RC (1960) The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation. *Solar Energy* 4:1–19
- Liu BYH, Jordan RC (1962) Daily insolation on surfaces tilted towards the equator. *Trans ASHRAE* 526–541
- Liu BYH, Jordan RC (1963) A rational procedure for predicting the long-term average performance of flat-plate solar energy collectors. *Solar Energy* 7:53–74

- Liu BYH, Jordan RE (1965) Performance and evaluation of concentrating collectors for power generation trans. ASME Journal of Engineering for Power 87:1–7
- Lloyd PB (1984) Solar energy for engineers. Helios 22: Solar energy unit, University College, Cardiff
- Lunde PJ (1980) Solar thermal engineering. Wiley, New York
- Ma CCY, Iqbal M (1983) Statistical comparison of models for estimating solar radiation on inclined surfaces. Solar Energy 31:31–317
- Marion W, Wilcox S (1994) Solar radiation data manual for flat plate and concentrating collectors. Report NREL/TP-463-5607, National Renewable Energy Laboratory, Golden
- Maxwell E, George R, Wilcox S (1998) A climatological solar radiation model. In: Proceedings of the annual conference of the American solar energy society, Albuquerque
- Mujahid A, Turner WD (1980) Diffuse sky measurements and determination of corrected shadow band multiplication factors. ASME annual winter meeting, paper no 80-WA/Sol-26
- Norton B, Abu-Ebeid M (1989) Estimation of mean monthly daily total insolation from mean monthly daily ambient temperature. Ambient Energy 10:151–162
- Page JK (1961) The estimation of monthly mean values for daily total short wave radiation on vertical and inclined surfaces from sunshine hours for latitudes 40°N to 40°S. In: Proceedings of the UN conference on new sources of energy, Rome, pp 378–390
- Painter HE (1981) The shade ring correction factor for diffuse irradiance measurements. Solar Energy 26:361–363
- Perez R, Scott JT, Stewart R (1983) An anisotropic model for diffuse radiation incident of hopes of different orientations and possible applications to CPCs. Prog Solar Energy 6:883–888
- Perez R, Stewart R, Arbogast C, Seals R, Scott J (1986) An anisotropic hourly diffuse radiation model for sloping surfaces: description, performance validation, site dependency evaluation. Solar Energy 36:481–497
- Perez R, Ineichen P, Seals R, Zelenka A (1990a) Making full use of the clearness index for parameterising hourly insolation conditions. Solar Energy 45:111–114
- Perez R, Ineichen P, Seals R, Michalsky J, Stewart R (1990b) Modeling daylight availability and irradiance components from direct and global irradiance. Solar Energy 44:271–289
- Perez R, Seals R, Zelenka A, Ineichen P (1990c) Climatic evaluation of models that predict hourly direct irradiance from hourly global irradiance; prospects for performance improvements. Solar Energy 44:99–108
- Perez R, Seals R, Michalsky J (1993) An all-weather model for sky luminance distribution – a preliminary configuration and validation. Solar Energy 50:235–245
- Perez R, Ineichen P, Moore K, Kmiecik M, Chain C, George R, Vignola F (2002) A new operational satellite-to-irradiance model. Solar Energy 75:307–317
- Prescott JA (1940) Evaporation from water surface in relation to solar radiation. Trans Roy Soc 54:114–118
- Rawlins F, Readings CJ (1986) The shade ring correction for measurements of diffuse irradiance under clear skies. Solar Energy 37:407–416
- Reddy TA, Kumar S, Saunier GY (1985) Review of solar radiation analysis techniques for predicting long-term thermal collector performance – applicability to Bangkok data. Renew Energy Review J 7:56–80
- Reddy SJ (1987) The estimation of global solar radiation and evaporation through precipitation. Solar Energy 38:97–104
- Robinson N, Stoch L (1964) Sky radiation measurements and correction. J Appl Meteorol 3:179–181
- Robledo L, Soler A (2001) On the luminous efficiency of diffuse solar radiation. Energy Convers Manage 42:1181–1190
- Sharp K (1981) Sun angles and shading analysis for surfaces at any tilt or azimuth. In: Proceedings of the 1981 annual meeting, AS/ISES
- Sharp K (1982) Calculation of monthly average insolation on a shaded surface at any tilt and azimuth. Solar Energy 28:531–538

- Spencer DW, Oettinger BS, Stewart R (1982) Diffuse band correction factors for short time intervals. Progress in solar energy. In: Proceedings annual general meeting of the American Solar Energy Society, pp 1253–1257
- Steven MD, Unsworth MH (1980) Shade-ring corrections for pyranometer measurements of diffuse solar radiation from cloudless skies. Quart J Royal Meteorol Soc 106:865–872
- Stine WB, Harrigan RW (1985) Solar energy fundamentals and design. Wiley, New York
- Temps RC, Coulson KL (1977) Solar radiation incident upon slopes of different orientations. Solar Energy 19:179–184
- Theilacker JC, Klein SA (1980) Improvements in the utilizability relationships. American Section of the international solar energy society. Proceedings, Phoenix, pp 271–275
- Trewartha GT, Horn LH (1980) An introduction to climate, 5th edn. McGraw-Hill, New York
- Van den Brink GJ (1982) Climatology of solar irradiance on inclined surfaces IV- part II. Validation of calculation models, Royal Dutch Meteorological Institute (KNMI). Final report: EEC contract no ESF-006-80 NL (B)

第 3 章

太阳能集热器的光学和传热学问题

3.1 概述

所有物质在特定光谱范围内都会连续发射电磁辐射，这种能量的主要形式取决于其性质和所施加的外部刺激形式。对电导体加载振荡电流会激发出无线电波；一些元素受到原子轰击时会放出 X 射线；如果加热到足够高的温度，所有物质都会发出可见光。宇宙射线、X 射线、 γ 射线、可见光和无线电波都是电磁辐射的形式，被物质吸收时会产生微弱的热效应。与物质相互作用产生显著辐射热的电磁波谱处于 $0.1 \sim 100\mu\text{m}$ 的波长范围内，这包括部分紫外线、全部可见光 ($0.4 \sim 0.7 \mu\text{m}$) 和红外线。对于许多太阳能热利用系统，采光口材料、反射器和吸热体的光学特性和几何形状决定了太阳能得热量。这些热量能被保留多少主要取决于：①通过空气间隙、真空区域和保温材料的传热；②通过强迫对流或自然对流从集热器带走的热量。

3.2 玻璃

对红外线具有低透射率有利于保持太阳能的能量收益，如图 3.1 中玻璃窗所示。玻璃是最古老的透光材料，至今仍在被广泛使用 (Butti 和 Perlin, 1980)。玻璃的物理和光学性质已经被广泛研究，并被整理成文献 (Rawson, 1982)。

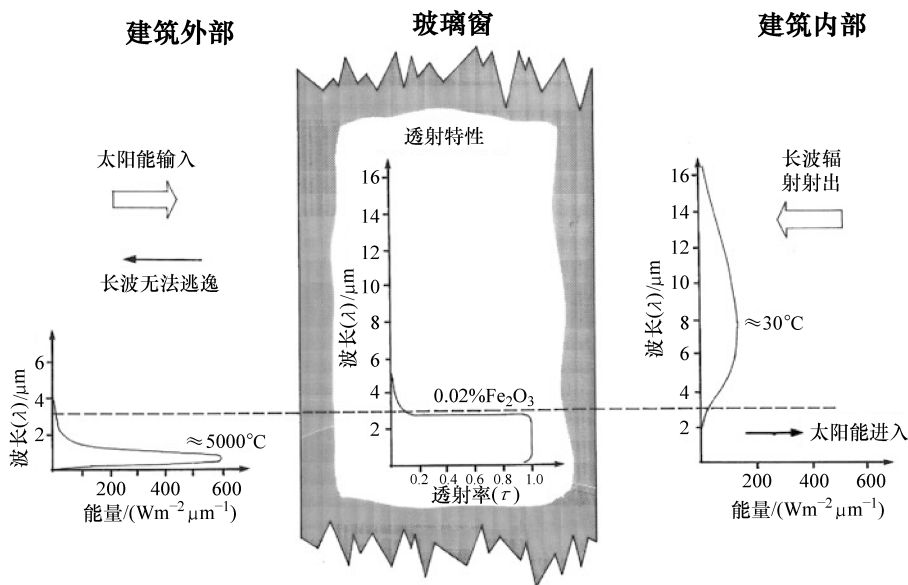


图 3.1 玻璃窗格的透射

3.3 塑料材料

与玻璃相比,大多数塑料材料的透光性能较差 (Oreski 等, 2010)。若暴露于高温和太阳辐射光谱的紫外线下,塑料会发生降解而缩短其使用寿命:与玻璃的几十年使用期相比,许多塑料只能使用几年。尽管存在这些缺点,考虑到由于塑料材料密度较小、力学强度高而带来的较低投资成本和运行成本,塑料材料在实际应用中仍具有优势。聚乙烯塑料薄膜已被广泛使用,特别是在园艺中,其暴露于典型的天气条件下寿命短至约 1 年,适用于园艺防护的季节性覆盖层。含氟化合物的聚合物具有透光的特性,其长波滞留性和抗老化性都优于聚乙烯薄膜。聚酰胺、聚苯乙烯、丙烯酸树脂和聚碳酸酯已经被研究应用于太阳能工程 (例如作为平板集热器的盖板)。各种塑料机械性能的详细数据都可从文献中查到 (Harper, 1975),对太阳能应用工程有一定的适用性 (Blaga, 1978)。塑料薄膜在降解过程中打断了通常由几千个单体单元构成的长聚合链。塑料薄膜的强度和弹性取决于聚合链的长度:聚合链越长,材料的脆性越弱。

降解过程有:

- 1) 热降解;
- 2) 光降解,热降解和光降解都涉及氢原子的迁移和自由基的形成,通常会导致解聚;
- 3) 氧化作用也会导致解聚,特别是在支链处;

4) 通过撕裂、表面刮擦和反复弯曲机械破坏聚合链 (Grassie, 1972; Ranby 和 Rabek, 1975)。

塑料的老化易受气候的影响, 持续的高湿、高温和太阳辐射会加速其老化过程, 即使这样, 一个试验仍需要几年的时间来完成。为加速老化, 样品被置于人工加速的气候环境中几百个小时, 例如将样品长期暴露于强光下以模拟太阳辐射, 或对其进行周期性的喷水以模拟降雨的影响 (Ranby 和 Rabek, 1975)。寿命模拟已成功应用于研究聚碳酸酯的老化行为 (Kahlen 等, 2010a, b)。通常暴露于外界会降低塑料薄膜的透光性。老化后, 断裂强度会降低, 塑料薄膜会变得更脆 (Kimball 和 Munir, 1978)。断裂强度随环境温度的升高而降低, 但断裂伸长率却随环境温度的升高而变大。因此, 在较高温度下, 塑料薄膜的强度较弱但延展性会更好。于是, 温室塑料覆盖层在寒冷的冬季月份会更容易发生撕裂, 这不仅是因为风力的破坏, 也因为塑料材料在较低温环境下会变得更脆。透光性降低约 80% 是源于热效应 (Cheng 和 Bannerot, 1983)。暴露于太阳辐射引起的降解对特定的“紫外线抑制”样品的影响十分有限, 而风、雨和尘埃仅对其有略微显著的影响 (Cheng 和 Bannerot, 1983)。同时受这三个因素影响所造成的降解与仅受热效应影响的情况相比, 几乎没有差异。太阳辐射的吸收和前向散射都受到类似的影响。在长期高强度日照下, 使塑料发生弱化的化学降解作用会增强。

热致性塑料材料已被试用作采光口盖板, 其在高温可能损坏塑料集热器之前会变得不透明 (Wallner 等, 2008)

3.4 太阳能透射率

为了确定透射率的角度变化, 可以使用图 3.2 给出的菲涅尔表达式。该表达式可用于计算通过具有不同反射率介质间的偏振辐射反射率。各种简化的表达式如图 3.2 所示。

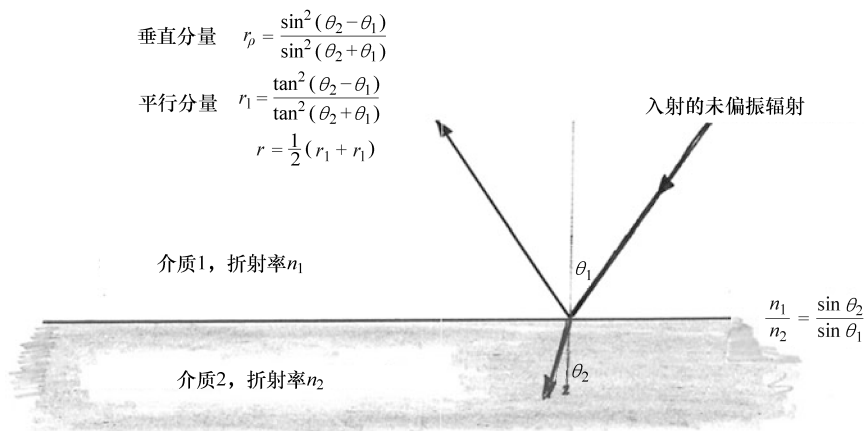


图 3.2 辐射通过具有不同折射率介质界面的菲涅尔表达式

如图 3.3 所示,某采光口盖板系统有 1、2 和 4 层浮法玻璃,玻璃对太阳光谱平均折射率为 1.526,厚度为 4mm。利用 Duffie 和 Beckman 在 1974 年给出的近似方法,可以计算得到该系统透射率随入射角的变化。

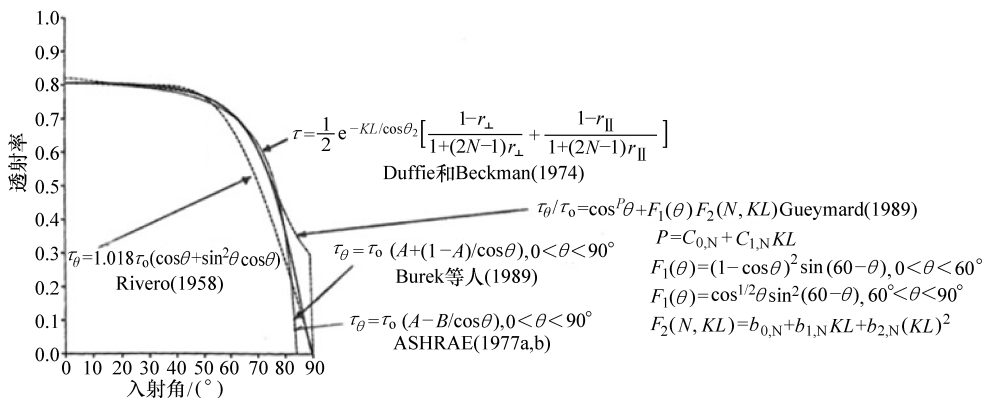


图 3.3 单采光口玻璃盖板透射率随角度变化的方程

适用于集热器系统的各种玻璃和塑料的光谱透射率可由文献查得 (Touloukian 和 Dewitt, 1972; Meinel 和 Meinel, 1976)。虽然可以通过已知数据计算消光系数,但是通常缺乏较好的文献资料。这些材料的制造商一般只提供法向入射的光谱透射率。这一信息仅适于做一般比较,对于详细的比较,必须进行逐时的热性能模拟(盖板材料的透射率随入射角变化)。当仅有法向入射的透射率数据时,可以通过曲线拟合扩展到全部入射角范围,如图 3.3 所示 (Riviero, 1958)。这种简单的关系式足以用于典型盖板材料的分析。对于具有污垢层的脏玻璃窗,测出的透射率随角度的变化也遵循入射角余弦函数的形式 (Stephenson, 1965)。

图 3.3 显示了利用 Duffie 和 Beckman (1974)、Riviero (1958)、Burek 等 (1989)、Gueymard (1989) 表达式计算的透射率曲线和利用分析方法获得的单层浮法玻璃 (4mm 厚) 透射率曲线。图 3.3 中使用 Riviero (1958) 方法计算的曲线凸起部分 (即在 $0^\circ \sim 16^\circ$ 之间) 以及大于 60° 时的结果与理论结果相比存在显著偏差,意味着对于一般的盖板应用,这并不是令人满意的近似方法。Duffie 和 Beckman (1974) 的近似方法本质上是对严格的理论方法略微进行了修改,因此非常接近真实曲线,两者没有明显的区别。Burek 等 (1989) 和 Gueymard (1989) 的近似方法在 $60^\circ \sim 70^\circ$ 的入射角范围内表现出与理论曲线良好的一致性,但在入射角大于 80° 时存在很大的差别。然而,这在大多数实际情况下不会成为问题,因为在这么小的入射角下透射辐射的作用很小。Burek 等 (1989) 的方法仅有入射透射因子这一个“系数”,因此更简便,这是该方法优于 Gueymard (1989) 方法之处,因为 Gueymard (1989) 方法涉及多个方程和相关的系数。

在许多太阳能应用中,集热器系统的采光口由透明 (或半透明) 材料平板制成。每个平板具有两个平行界面 (如空气/玻璃和玻璃/空气界面),在每个界面处都会发生

反射。然而，每个界面处反射辐射的各偏振分量是不同的。折射率也与波长相关，但是这种变化在太阳辐射波长范围内通常是可忽略的。对于相关材料，一般采用可见光谱内的平均折射率。图 3.4 显示了在忽略吸收损失的情况下，采光口平面发生多次反射的影响。

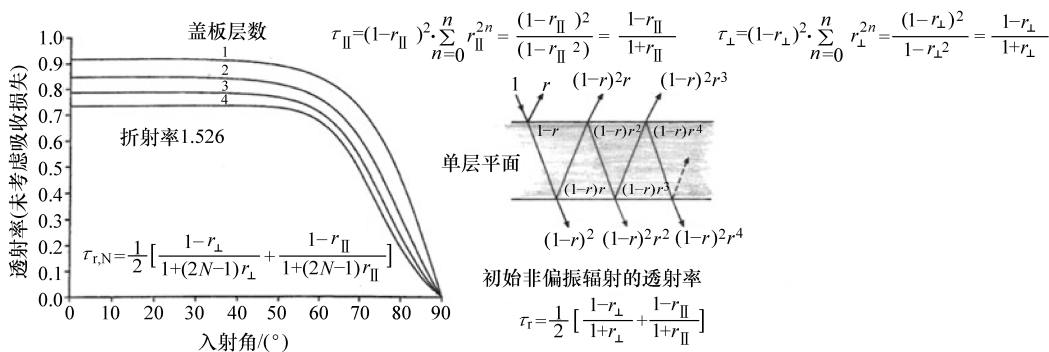


图 3.4 未考虑吸收损失时多层采光口盖板平面透射率随入射角的变化

图 3.4 显示了由 1~4 层非吸收型玻璃构成的盖板系统的透射率随入射角的变化，玻璃材料对太阳光谱的平均折射率为 1.526。然而，在实际情况下，由于入射辐射与介质分子结构相互作用，盖板材料表现出一些吸收特性。吸收的能量转化为热，导致介质的温度升高。如图 3.5 所示，根据 Bouguer 定律，吸收的辐射与介质中局部辐射强度及

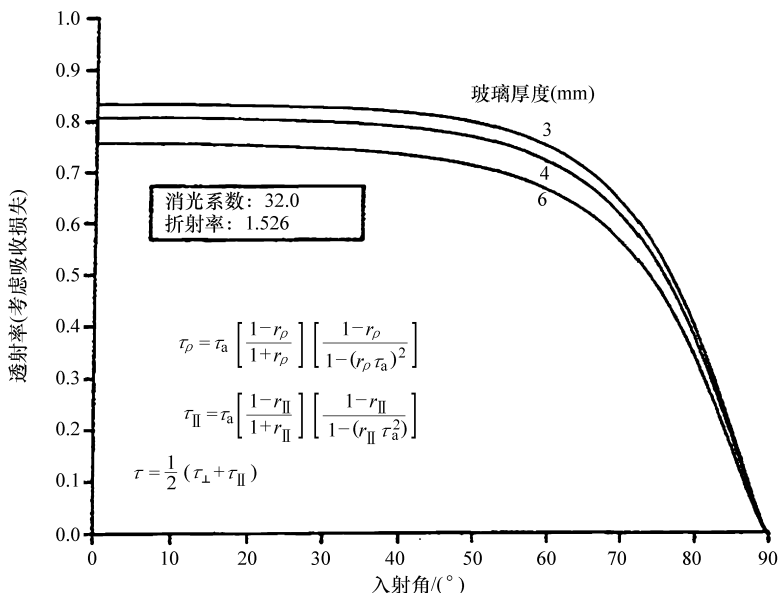


图 3.5 考虑吸收损失时多层盖板的透射率随入射角的变化

辐射在介质中穿行的距离成正比。

对于适用于太阳能应用的采光口盖板材料, 不难获得其折射率和消光系数 (Harper, 1975; Rawson, 1982)。图 3.5 显示了厚度分别为 3mm、4mm 和 6mm 的单层玻璃盖板透射率随角度的变化。

若采光口盖板由超过一层的吸收性盖板材料组成, 在每个平板内、平板与平板之间均存在多重反射。根据每层采光口平板材料光学特性的详细数据, 光线跟踪法 (Whillier, 1953a, b) 或分析法 (Siegel, 1973; Shurcliff, 1974; Sharafi 和 Mukminova, 1975) 可被推广应用于任意数量的盖板。

ASTM 标准 E424 (Anon, ASTM 1985) 给出了太阳总辐射透射率的标准测试方法, 测试条件为晴朗天气下接近太阳时正午, 且被测材料垂直于太阳光线。该方法的修订版本已用于测量透射率随入射角的变化 (Edlin, 1959; Godbey 等, 1979; Robbins 和 Spilman, 1980; Bhaduri 和 Nguyen, 1983; Fintel 和 Jakubowski, 1985)。标准测试条件规定了一个“晴朗天气”, 尽管这意味着散射辐射占比较低, 但却不够严格。如图 3.3 所示, ASHRAE 标准中, 太阳能集热器热性能的测试程序 (Anon, ASHRAE 1977a) 采用了更简单的表达式来计算直射辐射透射率随入射角的变化。图中还显示了 Burek 等 (1989) 修订后的 ASHRAE 表达式。

透射率随角度的变化可以表示为入射角、法向透射率和入射透射因子 A 的函数, 如图 3.6 所示。对于各种各样的材料, 可以用简单的方法确定常数 A 的值, 但是这些方法不能在入射角较大时使用, 因为当 θ 接近 90° 时, τ 趋向于 $-\infty$ 。文献 (Burek 等,

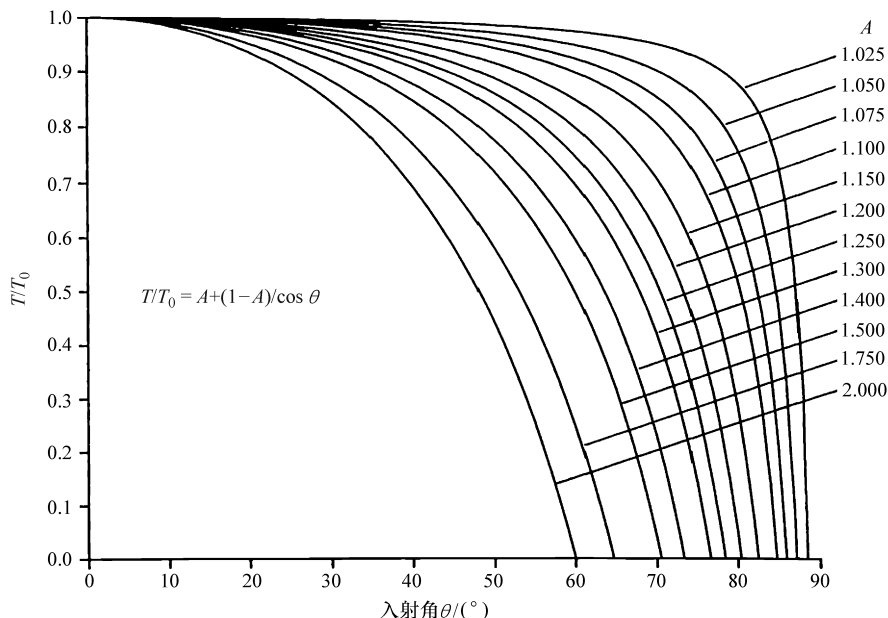


图 3.6 不同 A 值下由表达式计算得到的透射率随入射角的变化

1989) 已给出了许多透明和半透明塑料材料的 A 值。归一化的透射率等于特定角度的透射率与法向入射的透射率之比。归一化透射率曲线的近似函数如图 3.6 所示 (Gueymard, 1989)。

光致变色和热致变色装置的透射率主要取决于太阳辐照度和环境温度。因此, 它们可用于预防太阳能集热器采光口盖板的过热 (Resch 等, 2009)。

3.5 太阳能反射器材料

3.5.1 平面反射器

外部平面反射器是一个置于集热器系统中但在密封外壳之外的镜子, 用于将外加的太阳辐射反射到采光口上, 如图 3.7 所示。

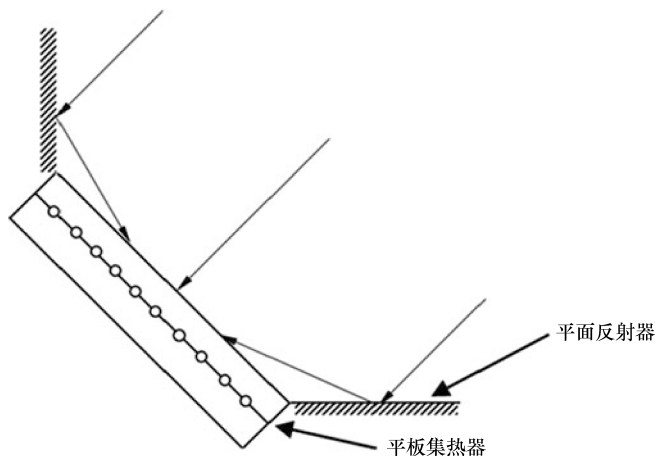


图 3.7 平面镜增强型平板集热器

反射器通过扩大其可接收太阳辐射的入射角来增加有效集热面积, 并且在一体被动式太阳能热水器中作为可移动的夜间隔热材料 (Baer, 1975)。1911 年首次报道了通过使用外部平面反射器来提升系统性能的案例。Shuman 开发了平板/反射器组件驱动的水泵系统 (Larson, 1980)。通过性能估计, 一些研究者获得了集热器/反射器不同组合的瞬时和整体光学性能 (McDaniels 等, 1975; Baker 等, 1978; Grassie 和 Sheridan, 1977; Wijesundera, 1978), 而且也对垂直和水平朝向系统进行了优化研究 (McDaniels 等, 1975; Seitel, 1975; Kaehn 等, 1978)。另外, 有研究者对镜面反射、漫反射和镜面/漫反射组合的不同反射面进行了理论计算和实验测试 (Grimmer 等, 1978)。这些实验研究表明, 反射器/平板集热器组合的系统性能与未增强的集热器相比有很大的提升 (McDaniels 等, 1975; Williams 和 Craig, 1976; Grassie 和 Sheridan, 1977; Weinstein 等,

1977; Kaehn 等, 1978)。

图 3.8 比较了一体被动式太阳能热水器平面反射器的 4 种设计在北纬 $30^\circ \sim 45^\circ$ 之间的使用情况。对盖板/反射器组合形式 A ~ C 与参照设计分别进行了比较, 参照设计的形式为不带反射器的简单倾斜盖板采光口。

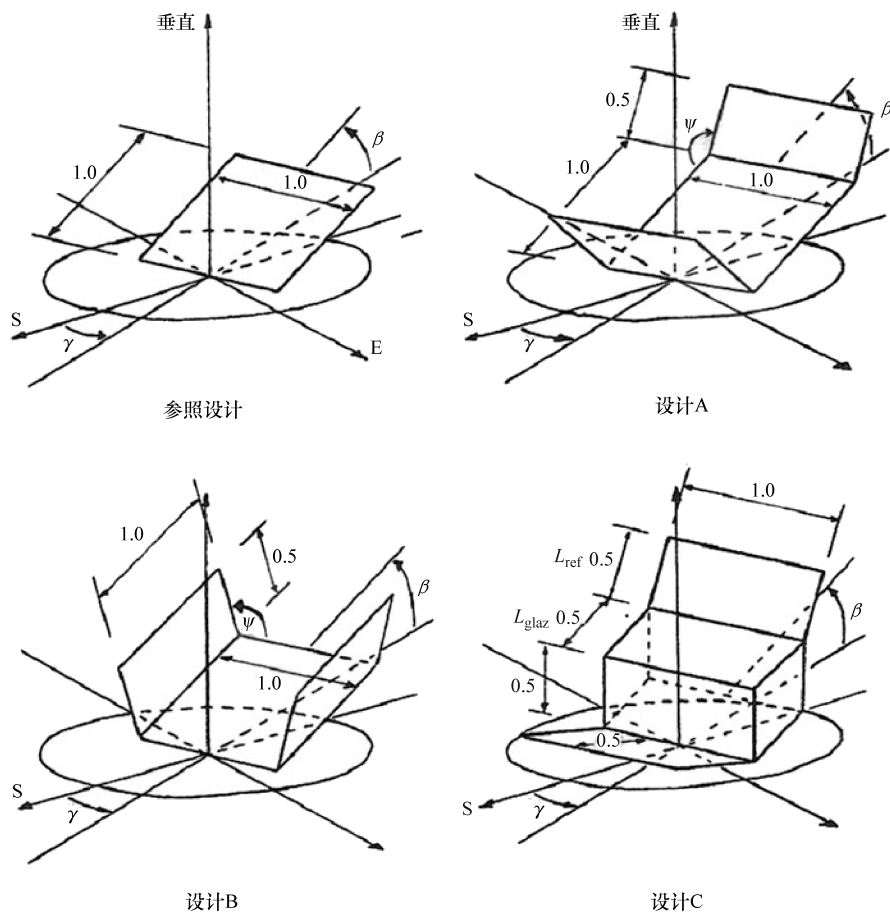


图 3.8 盖板和平面反射器的几何形状, 显示了盖板倾角和表面方位角

图 3.9 显示北纬 30° 处全年各月反射器与采光口盖板之间的最佳角度。图 3.10 显示不同的设计在北纬 30° 时通过盖板的总能量。月度调整设计 A 的反射器每日可比参照设计多收集约 27% 的总能量; 但是如果反射器固定在全年最佳位置, 每日收集的总能量仅高出 16%。相比于不加反射器的设计 C, 月度调整设计 C 的反射器会增加 70% 的能量收集, 而使用固定在全年最佳位置的反射器会增加 50% 的能量收集; 但相比参照设计, 设计 C 的性能没有明显提升。设计 B 相比参照设计, 性能上基本没有改进。

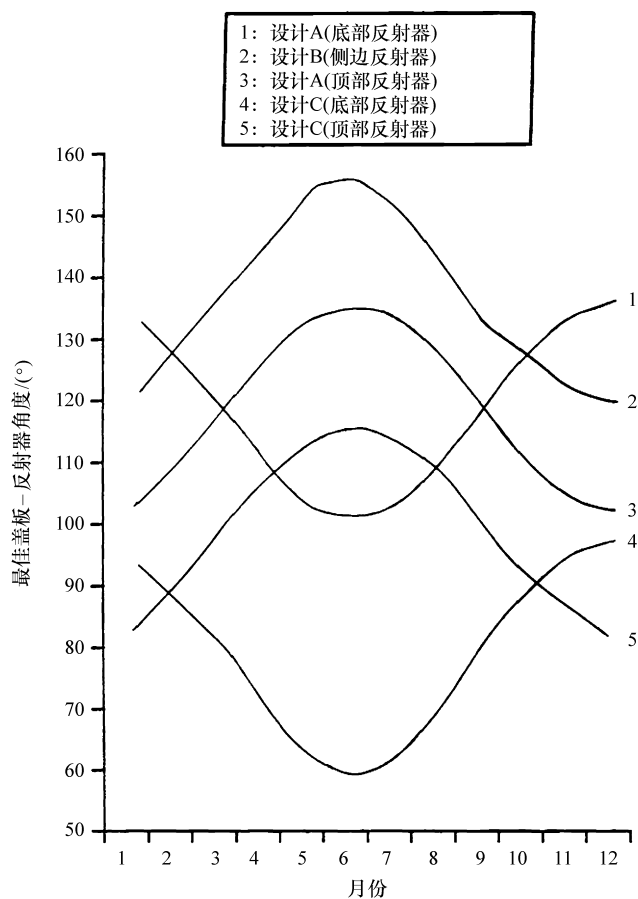


图 3.9 最佳平面反射器/盖板角度

图 3.11 显示了在图 3.10 中给出的性能改进，将反射器的长度增大到盖板长度的 2.5 倍以上并不会带来更多的性能提升。

3.5.2 抛物型反射器

普遍使用的两种线轴抛物型太阳能聚光器为复合抛物面聚光器（CPC）和槽型抛物面聚光器（PTC）。图 3.12 中分别展示了这两种聚光器的几何构造。

线聚焦的 CPC 如图 3.12 所示，其特点是由接收半角决定可达到的最大几何聚光比，如图 3.13 所示（Winston, 1974）。只有全高度 CPC 才能获得这个最大聚光比，即在反射器顶部没有截断损失，而且吸热体处于正确的光学位置，吸热体面积是采光口面积的 $1/C_{\max}$ 。

聚光比的定义及其在二维和三维聚光器上的极限值如图 3.13 所示。实际系统的聚

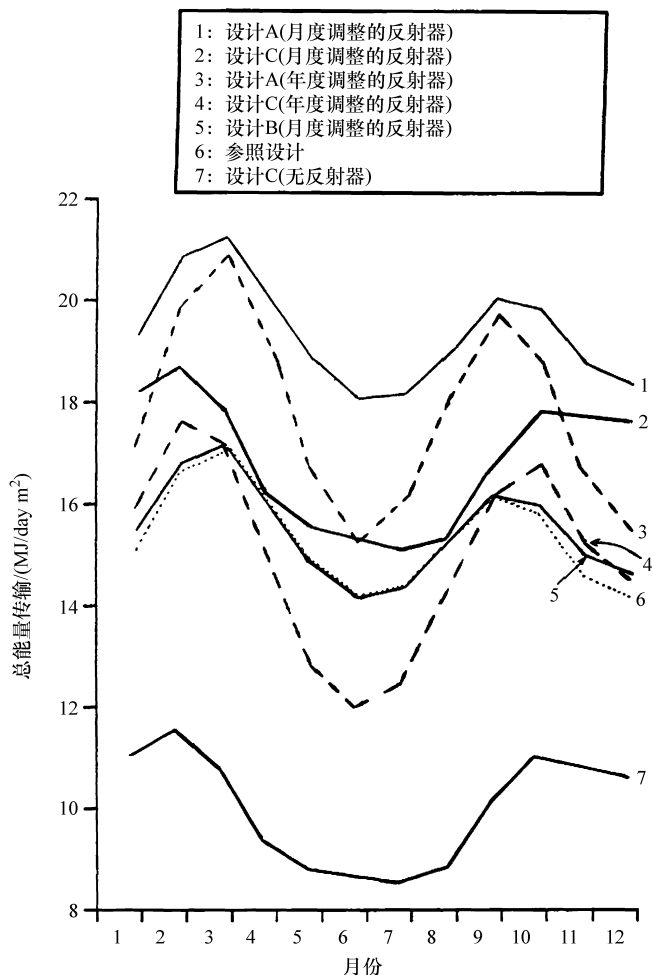


图 3.10 月度调整的不同平面反射器传输能量的比较

光比小于图 3.13 中的值,这主要是由于以下几个原因:通常为了降低投资成本,聚光器顶部被截断 (Carvalho 等, 1985);吸热体直径被放大来弥补制造和生产过程中的缺陷所带来的光学散射。非圆形截面的吸热体也可能被用到。

需要用特定形状的镜面反射表面将任意分布的准平行光束转变为吸热体表面上的特定分布 (Burkhard 和 Shealy, 1975)。对于 PTC, 直射辐射被聚焦到一个线性吸热体上。为提高光学效率,需要进行周期性的太阳跟踪 (Look 和 Sundvold, 1983; Cachorro 和 Casanova, 1986; Evans, 1977; Mills, 1986)。如图 3.12 所示,假设 PTC 连续不断地跟踪太阳,这样任何平行射入的光线都会与轴线平行,并且无论是在反射后还是直接照射,光线都会到达管式吸热体。吸热体需具有一定的直径,允许一部分不平行于中心轴线的射线到达吸热体。这可以利用局部误差角 θ_{tol} 来表达,该值随光线到达反射器表面

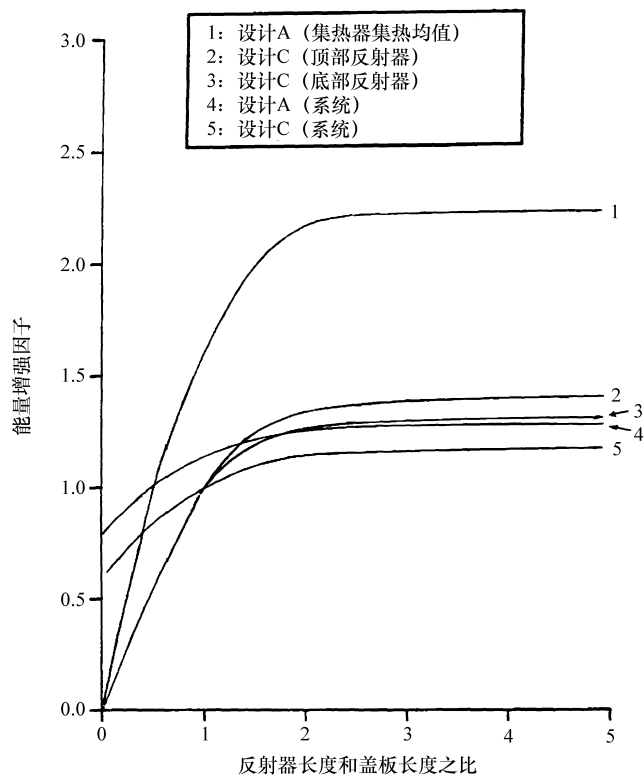


图 3.11 反射器本身和整个系统通过盖板透射的总能量与反射器长度和盖板长度之比的函数关系

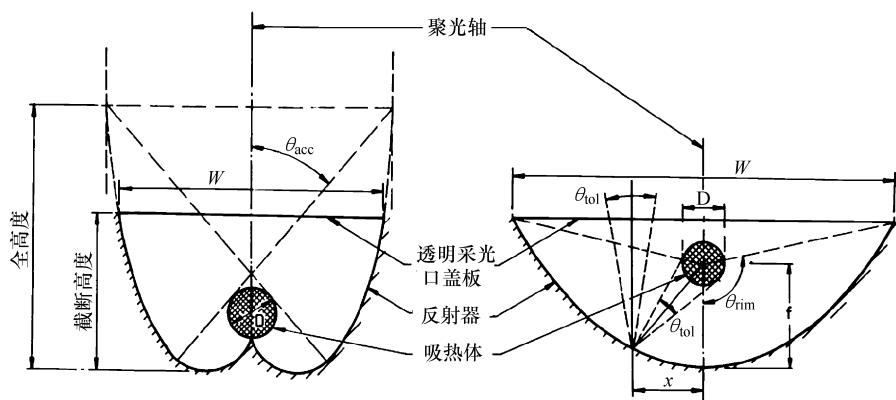


图 3.12 CPC 和 PTC 的几何形状

的位置而变化，如图 3.14 所示。平均误差角 θ_m 被定义为采光宽度一半范围内 ($W/2$) 局部误差角的平均值，如图 3.15 所示，其中 $g_{D,PTC}$ 为入射到采光口的散射辐射可利用分数。

- 聚光比 C 被定义为采光口面积与接收器/吸热体面积之比,即

$$C = \frac{A_o}{A_r}$$

- 最大可能的聚光比 $C_{\max}$ 为
- 单轴跟踪集热器由下式确定:

$$C_{\max} = \frac{1}{\sin(\theta_m)}$$

式中, θ_m 为双轴跟踪集热器的采光半角

- 对于双轴跟踪集热器:

$$C_{\max} = \frac{1}{\sin^2(\theta_m)}$$

- 对于一个理想的集热器和跟踪系统, $C_{\max}$ 取决于太阳张角 $32'$ 。
- 对于单轴跟踪:
 $C_{\max} = 1/\sin(16') = 216$
- 对于全跟踪:
 $C_{\max} = 1/\sin^2(16') = 46.747$

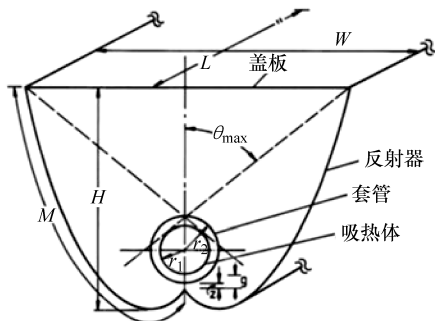


图 3.13 聚光比

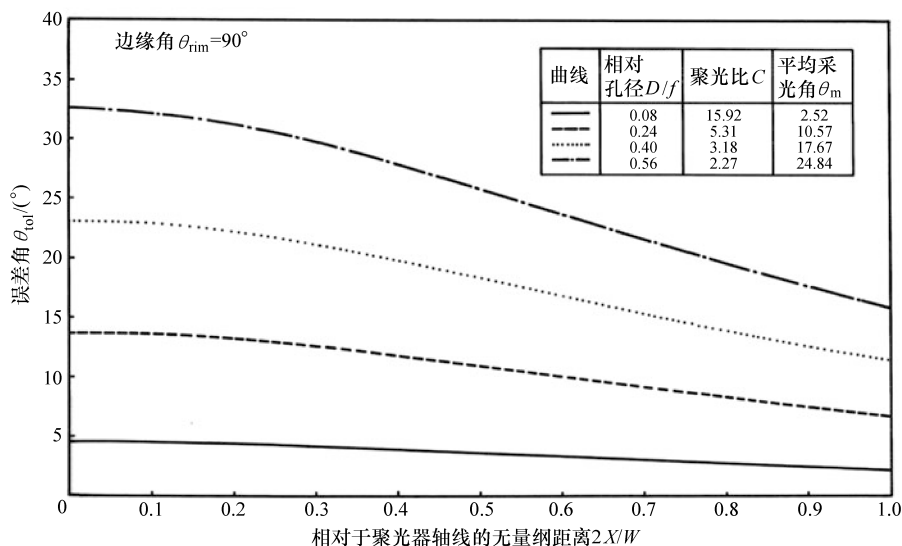


图 3.14 PTC 集热器误差角的变化

图 3.15 为散射辐射的可利用分数曲线, 假设散射辐射分布沿角度方向上各向同性。与平均误差角不同, PTC 散射辐射的可利用分数与 PTC 集热器的边缘角无关。假设散射辐射仅存在于相对于聚光器轴线的 $-90^\circ \sim 90^\circ$ 角度范围内, 当边缘角小于 90° 时,

PTC 集热器散射辐射的可利用分数减小 (Rabl, 1985)。然而, 实际上, 当边缘角小于 90° 时, 反射率和散射辐射率分别来自地面和天空的一部分, 它们的相对贡献大小取决于槽式反射器的倾角。

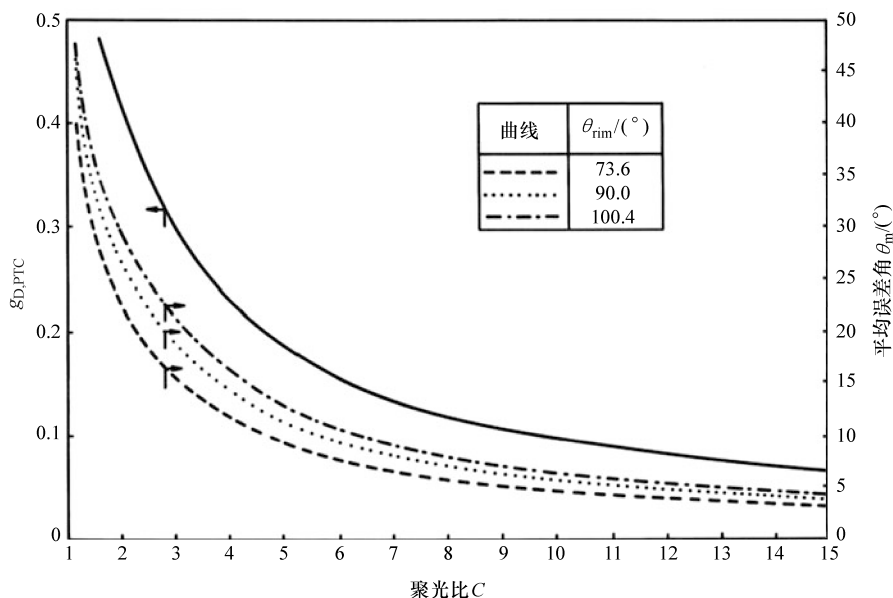


图 3.15 聚光比 C 在 $1 < C < 15$ 范围内, PTC 集热器的平均误差角和可利用散射辐射

与非聚光型集热器不同, 聚光型集热器只可利用一部分散射辐射, 这可以分别表示为吸热体 - 采光口和采光口 - 吸热体之间的辐射交换因子 (Rabl, 1976)。

对于 CPC 集热器而言, 吸热体 - 采光口交换因子为 1, 因为从吸热体发射的任何射线都将直接或经过一次或多次反射之后到达采光口。因此, 如果假设散射辐射为各向同性分布, 则采光口与反射器辐射交换因子也能代表 CPC 集热器的散射辐射可利用部分。

与 CPC 集热器不同, PTC 集热器的平均采光角不是固有的光学性质。 $\theta_{\text{acc,PTC}}$ (Rabl, 1985) 为对应于反射器横截面边缘的误差角。后者的定义量化了 PTC 集热器的平均光学性质, 因此与 CPC 集热器采光角的作用相当。太阳辐射的直射和散射部分可以经由两种不同的路径到达 PTC 吸热体: 直接辐射, 即没有经由反射器到达吸热体; 间接辐射, 即通过反射器进行单次反射到达吸热体 (PTC 集热器的光学设计确保经反射器反射到达吸热体的光线只经过一次反射)。传递到吸热体的散射辐射如图 3.16 所示。

对于理想的 CPC 集热器, 散射辐射可利用部分为 $1/C$ 。对于 PTC 集热器, 由于吸热体可以完全“映射”在反射器上, 反射器 - 吸热体辐射交换因子小于 1。因此, PTC 集热器的散射辐射可利用部分小于 $1/C$, 且可以通过数值积分计算得到。

在入射角接近法线方向时, 所有的散射辐射都能到达 PTC 吸热体, 其中大部分都是经反射之后到达。然而, 在入射角大于临界角时, 根据聚光比, 散射辐射只能直接到达吸热体。图 3.16 中的曲线定量描述了散射辐射在所收集的太阳能中的贡献比, 因此可以用于计算直接到达 PTC 吸热体上直射辐射和散射辐射的修正系数 β_b 和 β_D , 它们不

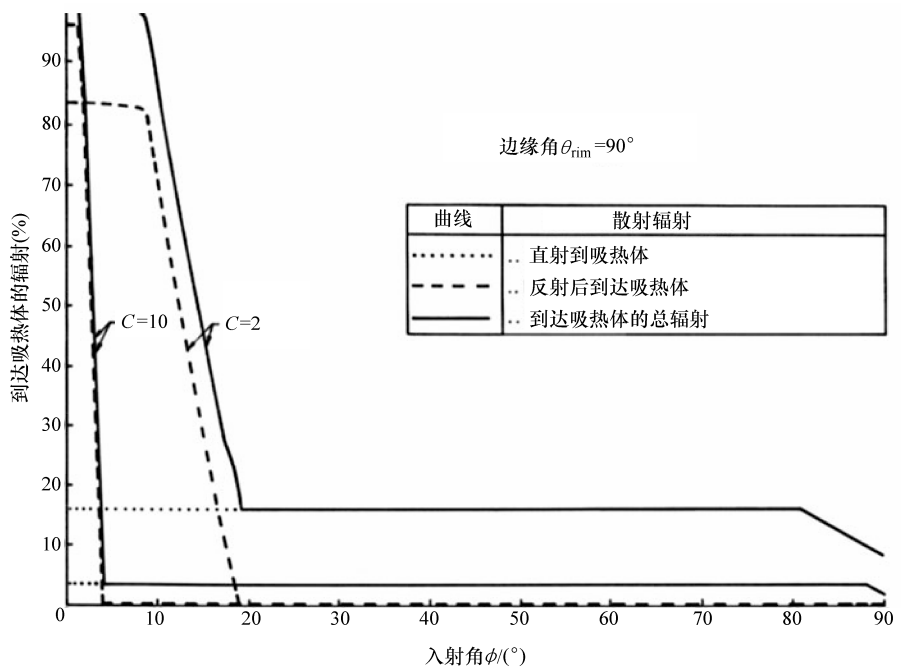


图 3.16 PTC 集热器中的散射辐射路径

会因反射器损失而衰减。图 3.17 给出了在三种反射器的反射率下，这些修正系数随聚

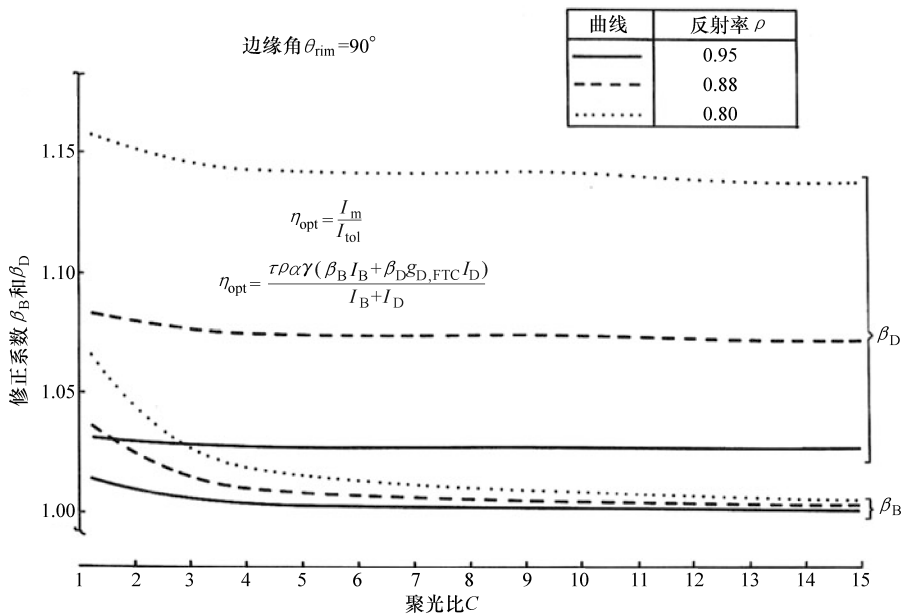


图 3.17 PTC 集热器的总光学效率表达式及其修正系数 β_B 和 β_D 随聚光比 C ($1 < C < 15$ 范围内) 的变化

光比的变化。由图 3.17 中可以看出,修正系数都略大于 1。修正系数与聚光器边缘角几乎没有关系;因此,边缘角为 90° 的值也可用于其他边缘角的情况。

在图 3.17 中,截断因子 γ (Rabl 和 Bendt, 1982) 考虑了由于光学误差而在真实 PTC 中发生的光学损耗。

对比 PTC 和 CPC 集热器,CPC 集热器由于假设存在光学截断,使其最大聚光比降低为原来的 0.3 倍。虽然 CPC 集热器的采光角也受到截断的影响 (Carvalho 等, 1985),但设计的采光角没有改变。从图 3.18 可以看出,与 PTC 集热器相比,CPC 集热器利用了更多的可用散射辐射,尽管这一优势会随着聚光比的增加而减小。此外,CPC 集热器在采光角上也具有一定优势。

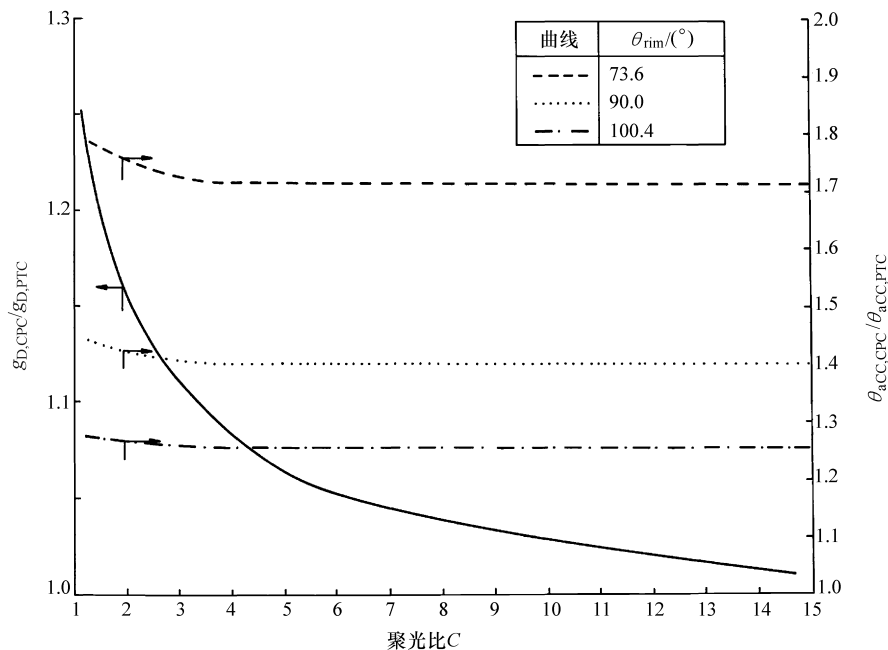


图 3.18 CPC 和 PTC 集热器入射散射辐射的可利用分数的比较

为了考虑散射辐射的特定天空角分布对 PTC 集热器性能的影响,可以考虑在集热器横截平面中的三种分布情况:

- 1) 各向同性分布;
- 2) 余弦分布;
- 3) 混合高斯分布。

这三种分布的形状如图 3.19 所示。所有分布均被归一化,即图 3.19 中相应曲线下的面积是相同的。混合高斯分布是将各向同性的基础和环日分布高斯部分相结合。对于跟踪系统,混合高斯分布比各向同性分布和余弦分布更加接近实际,使用各向同性分布会在入射角接近零时低估太阳辐射,而使用余弦分布会在入射角较大时低估太阳辐射。

所考虑的三种分布的解析表达式也在图 3.19 中给出。

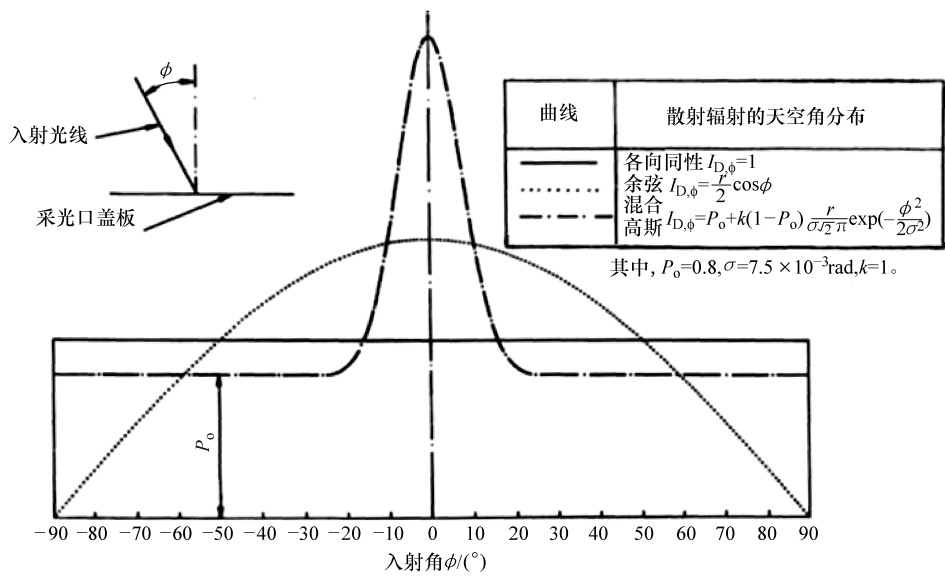


图 3.19 三种散射辐射的天空角分布

图 3.20 给出了分别具有上述三种散射辐射天空角分布的 PTC 在三个典型的散射辐

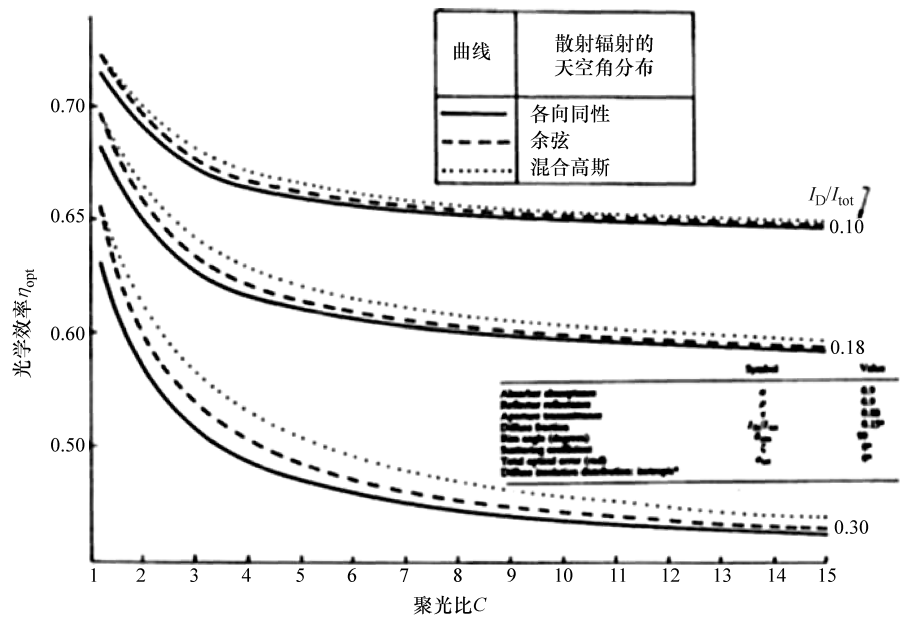


图 3.20 三种散射辐射天空角分布下 PTC 在 $1 < C < 15$ 时的光学效率

注：原书图片不清楚。

射分量下的光学效率 η_{opt} 。混合高斯分布总能产生较高的光学效率，而各向同性分布的效率曲线总位于最下方。上述两种分布下的光学效率差别在聚光比较低和散射辐射分量较高时更为显著，但是聚光比为 3 时光学效率差别小于 2.5%，聚光比为 10 时则小于 1.1%，这表明 PTC 集热器总体性能对散射辐射角分布的依赖性小。

实际的 PTC 集热器有一个总体光学误差 (Rabl, 1985)，它是由各个单独误差组成，如图 3.21 所示。其中， σ 表示每个误差的标准偏差，其来源由相应的“下标”表示。通过考虑太阳角强度分布的标准偏差可导出总体光学误差 (Rabl, 1985)，如图 3.21 所示。

考虑四种不同的总体光学误差，图 3.21 分析了总体光学误差对 PTC 集热器光学性能的影响。其中，一种理想情况是采用光学性能良好的聚光器，另外两种情况代表采用光学性能中等的聚光器。从图 3.21 可以看出，在低聚光比下光学效率对光学误差不敏感，但随着聚光比的增大，光学效率降低。

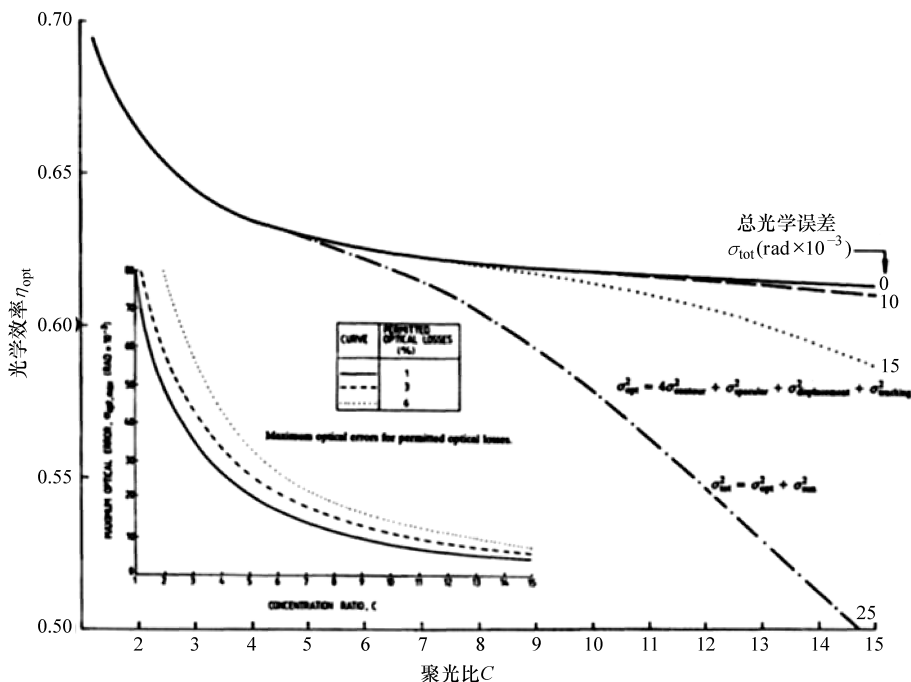


图 3.21 PTC 集热器的光学误差和光学性能

注：原书图片不清楚。

以 $\sigma_{\text{sun}} = 4 \times 10^{-3} \text{ rad}$ 对应平均“晴空”条件 (Rabl 和 Bendt, 1982)，则允许光学损耗下的最大光学误差 σ 分别为 1%、3% 和 6%，如图 3.21 所示。在图中所示的聚光比范围内，最大光学误差对 PTC 集热器边缘角的变化不敏感，因此可采用边缘角为 90° 的结果表示所有角度下的值。

太阳辐射在穿过透明采光口时，不仅会有传输损失，同时还会有前向散射。沉积在盖

板上的灰尘会增强这种散射。尽管前向散射辐射对聚光器性能的影响可以忽略，但会影响直射辐射的直线传播，从而导致聚光器的光学性能降低。直接辐射的前向散射角分布假定为余弦分布。以表面散射系数 $\xi = 0.03$ 为例，在图 3.22 中可以看出散射对 PTC 集热器光学效率的影响，光学效率会因为散射的出现而降低。由于透射后的散射分量被前向散射的“直射”辐射增强，散射辐射（在穿过采光口盖板之后）对光学效率的影响增加。

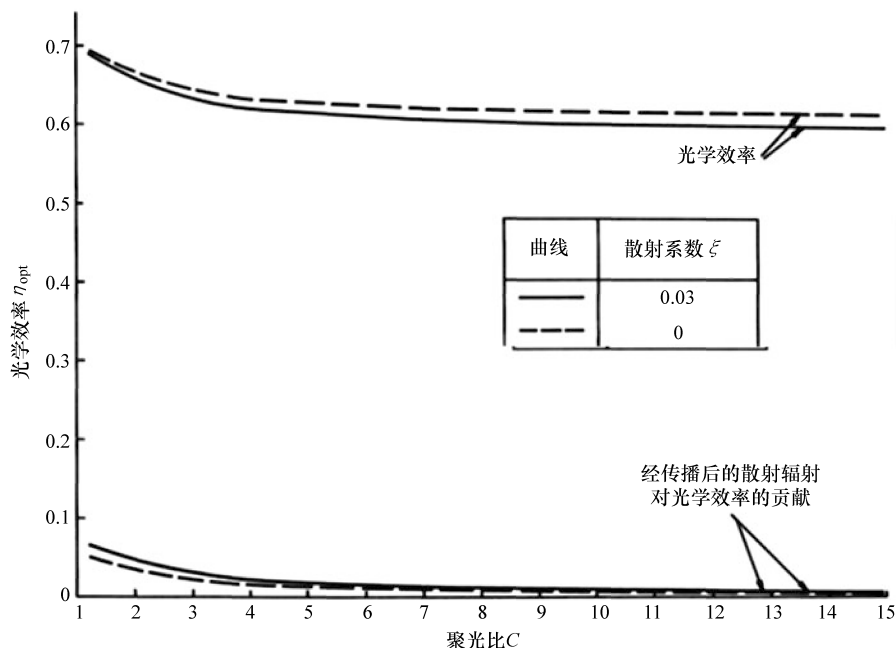


图 3.22 粉尘数量增加产生的表面散射对 PTC 集热器光学效率的影响

基于 PTC 和 CPC 集热器采光角和可利用散射辐射量的比较，表明 CPC 集热器是更有效的设计。然而，商业制造的这两类集热器的聚光比范围是不同的：CPC 集热器设计者利用其构建固定聚光器的可能性，使其聚光比小于 2。为了使 CPC 槽的轴线朝向北-南方向，实际聚光比会低至 1.1 ~ 1.2。相比之下，为了有效操作，当 PTC 集热器跟踪太阳时，最好采用较高的聚光比。商业制造的 PTC 集热器可以分为以下两种：

- 1) 聚光比的量级为 40，采用非常精确的光学器件；
- 2) 聚光比在 3 ~ 10 范围内，采用精度适中的光学器件 (Mills, 1986)。

在高聚光比情况下，可以忽略散射辐射的可利用部分。当散射辐射占总半球辐射的 10% ~ 25% 时，对于聚光比为 10 的集热器（其中散射辐射的可利用分数约为 0.09），PTC 集热器可利用的散射辐射量分别为总半球辐射的 0.9% ~ 2.2%。以聚光比 10 为基准，可以将 PTC 集热器分为以下两种：

- 1) 低聚光比（即 $C < 10$ ），可以收集部分散射辐射；
- 2) 高聚光比（即 $C > 10$ ），收集的散射辐射量很少。

3.6 线轴聚光器中的热传递

为了简化聚光器中传热的稳态建模，通常进行以下物理假设：

- 1) 吸热体是位于反射器焦线上的圆管。
- 2) 整个集热器精确对准，反射器表面没有缺陷。
- 3) 使用反射器表面反射率的平均值，考虑入射辐射在到达吸收器之前经历的多次反射。
- 4) 吸热体可以涂覆选择性材料，并且可以封装在同心透明玻璃封套内。
- 5) 采光口盖板安装在聚光器顶部，玻璃外壳的透射率和所有部件的吸收率均取它们的平均值，且与入射光线方向无关：这个假设不会产生显著的误差，但可以简化聚光器组件之间的能量传递表达式。
- 6) 忽略入射光束的三次和更多次的反射，因为对整体性能没有显著影响。
- 7) 忽略沿集热器长度方向的温度变化。作为热交换的结果，集热器部件所达到的温度取为该部件内实际温度分布的平均值。

基于这些假设，图 3.23 中给出了 CPC 集热器的各种热流，下标符号 α 、 ρ 、 ε 和 τ 分别表示吸收率、反射率、发射率和透射率。 A 和 T 分别表示面积和温度，而下标 a、

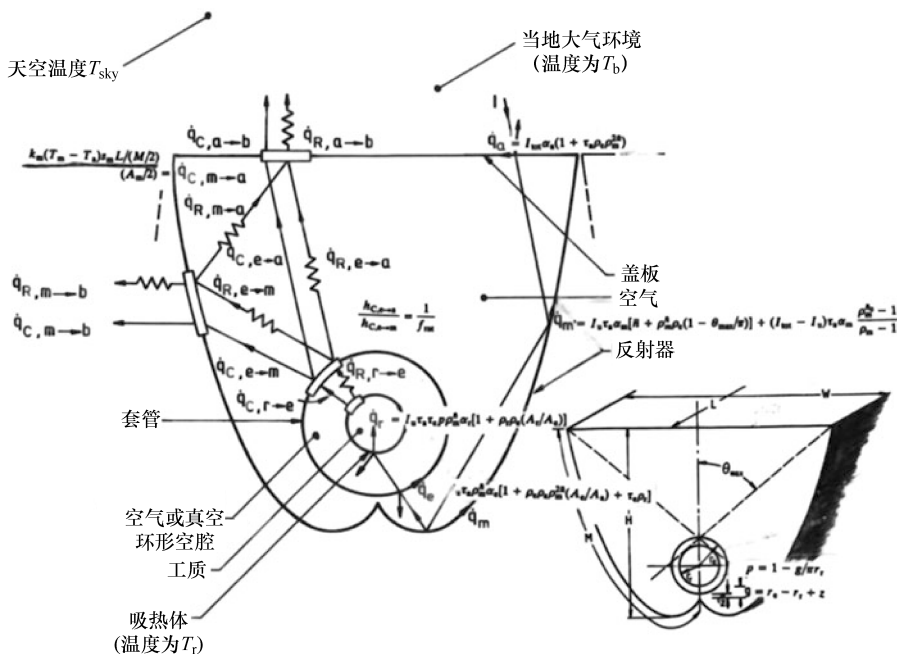


图 3.23 CPC 集热器中的热交换过程

注：原书图片不清楚。

e、m 和 r 分别指盖板、套管、反射器和吸热体。入射的太阳辐射一部分被吸热体套管吸收 (Hsieh, 1981), 一部分则被反射器吸收。部分反射器吸收的太阳辐射会到达吸热体。太阳辐射以大于 $\theta_{\max}$ 的入射角进入 CPC 集热器且被吸收时, 会由于反射表面和顶部盖板的吸收而衰减, 在反射器表面经过多次反射后离开集热器。

集热器各部件之间热交换的各个项可由图 3.24 所示的表达式计算得到。相应的传热系数和热阻如图 3.25 所示。图 3.25 中的热交换率 (即第 2 例和第 3 例) 是基于第 1 列中给出的部件面积得到的。图 3.24 给出的表达式中的吸收率、反射率和发射率均是光谱红外范围内的值。

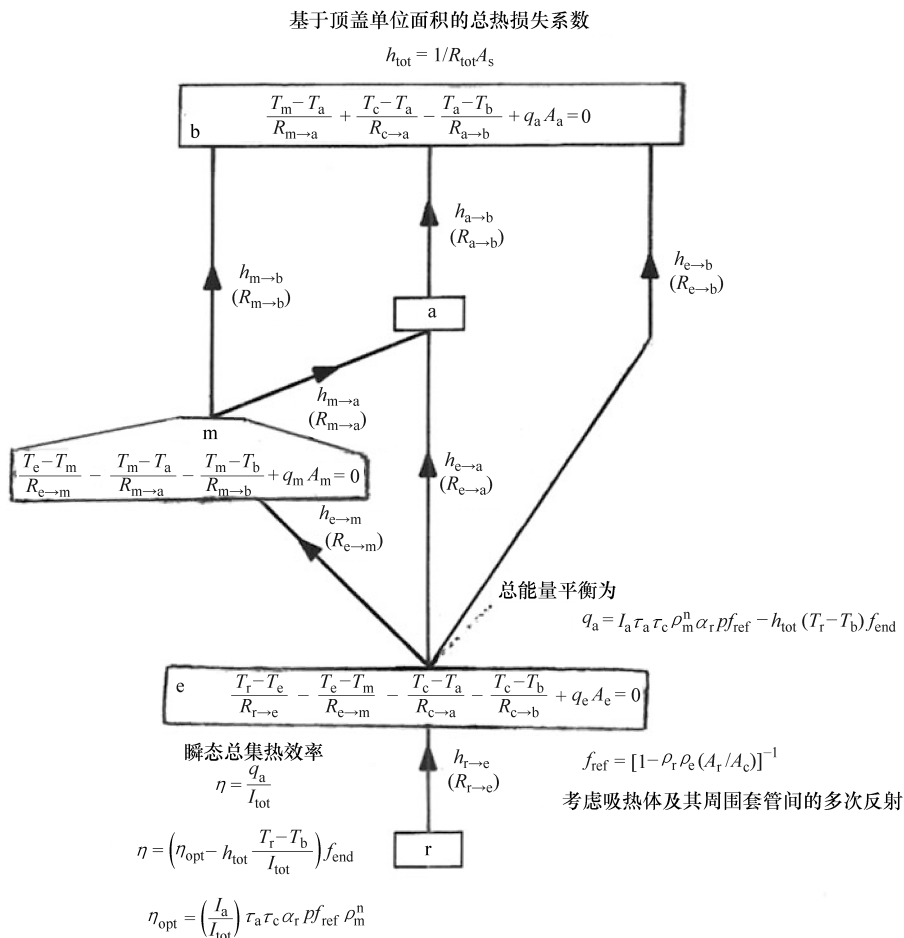


图 3.24 CPC 热交换方程

假设从反射器半长中点到顶盖板之间的温度呈线性分布, 则可根据该点温度计算反射器到顶盖的传导热损失。图 3.24 中的表达式具有内在的不确定性, 特别是对于套管

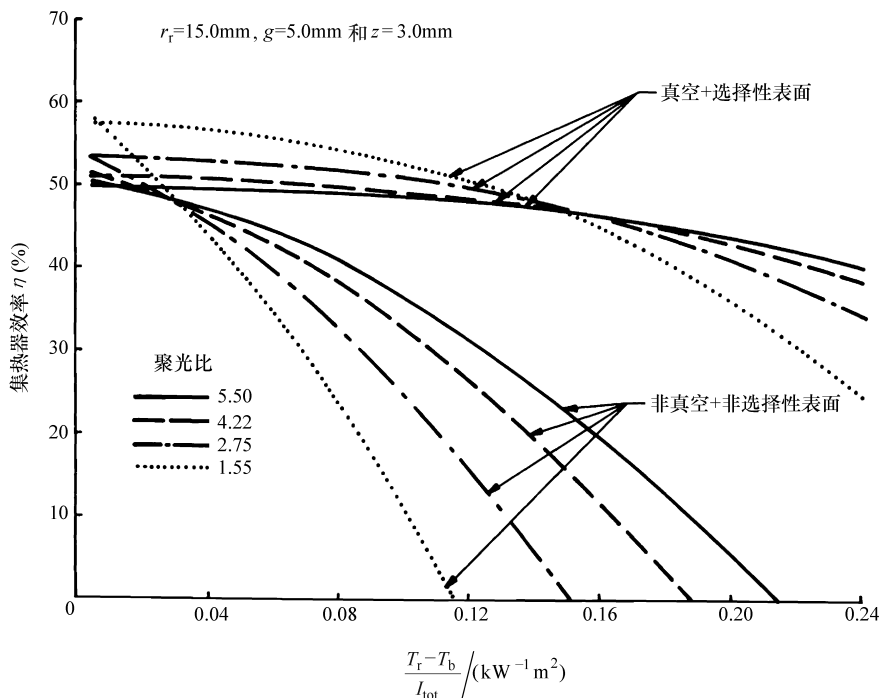


图 3.26 CPC 集热器的 Hottel - Whillier - Bliss 特性曲线

如图 3.27 所示。当这些因素都被考虑时，系统模拟结果会与实际情况更加吻合，预测得到的集热器性能有所提高。相较于忽略部件吸收太阳辐射的情况，预测的性能将提升 0.3% ~ 3%，并且当吸热体采用非真空和非选择性表面时，这种性能提升会更加显著。

如图 3.27 所示，吸热体采用真空环形空腔和选择性吸收表面可获得相同程度的性能提升。假定真空型集热器中的残余空气不会产生对流和传导热损失。要满足此条件，环形空腔中的压力必须低于 0.13 Nm^{-2} (Ratzel 等, 1979)。图 3.27 显示了集热器各部件的温度与吸热体温度的关系。可以看到，各部件吸收的太阳能对其所达到的温度有显著影响。两种情况（具有或不具有总吸收率）之间的温差范围为 4 ~ 28℃。

图 3.28 和图 3.29 中比较了不同结构集热器的性能，包括：

- 1) 单套管吸热体；
- 2) 双套管吸热体；
- 3) 无套管吸热体；
- 4) 单套管吸热体，无顶盖板。

最后一种情况中的集热器有选择性表面和真空腔体，其优势会受到运行因素的限制，特别是非保护的反射器会随时间发生性能劣化且反射器表面因须定期清洗而造成不便。具有真空腔体的 CPC 设计可以解决这些问题，其特点是采用单套管作为反射器和

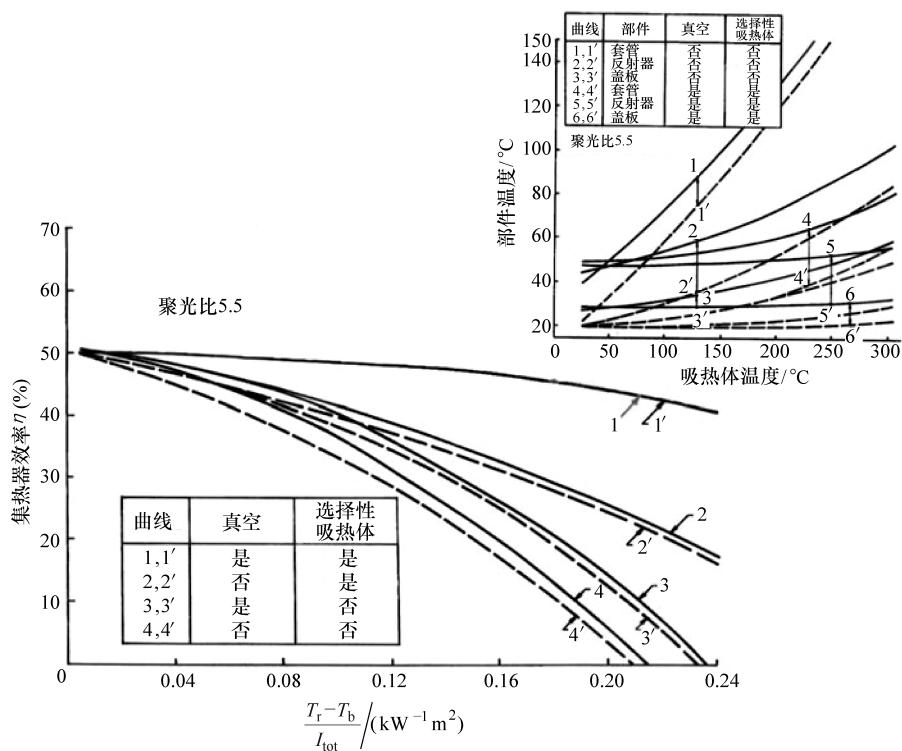


图 3.27 在分析中考虑（带撇号数字）和不考虑（不带撇号数字）部件（吸热体除外）吸收能量下计算的 Hottel - Whillier - Bliss 特性曲线和部件温度

盖板（Snail 等，1984；Duff 等，2004）。有研究已给出了其性能随倾角的变化情况（Kothdiwala 等，1995）。

反置吸热体复合抛物面聚光器（IACPC）是将太阳辐射反射到表面朝下的吸热体上，从而抑制对流热损失（Mills，1978；Mills 和 Guitronich，1978；Kienzlen 等，1988；Norton 等，1991）。IACPC 除用作以水和空气为工质的集热器之外，还可用于集热 - 储热一体化的热水器（Tripanagnostopoulos 和 Yianoulis，1992）、太阳能蒸馏和太阳能冷却（Norton 等，1997）。对 IACPC 的分析如图 3.30 所示，太阳辐射在 CPC 初级反射器采光角内，经二级圆弧反射器和三级平面反射器反射后集中到反置的吸热体表面上。吸热体表面向下，使对流换热被抑制，从而可获得中高温。“理想的”CPC 初级反射器经常被截断（McIntire，1979）以节省材料。

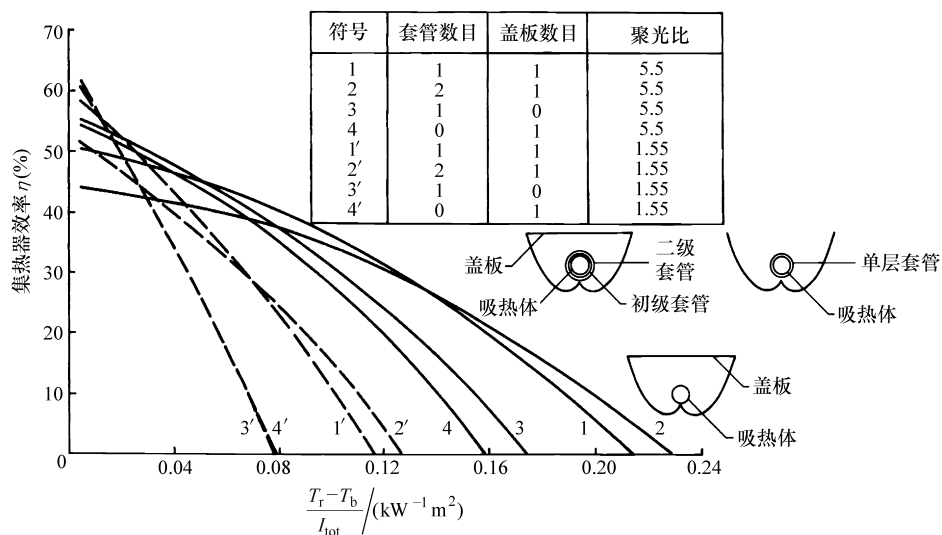


图 3.28 非真空型 CPC 集热器构造的比较

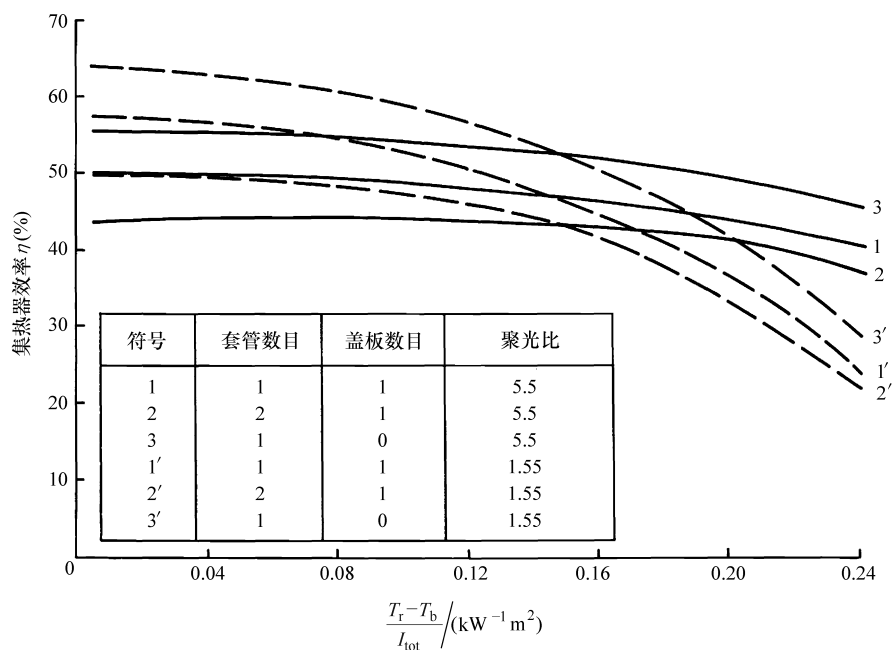


图 3.29 真空型 CPC 集热器构造的比较

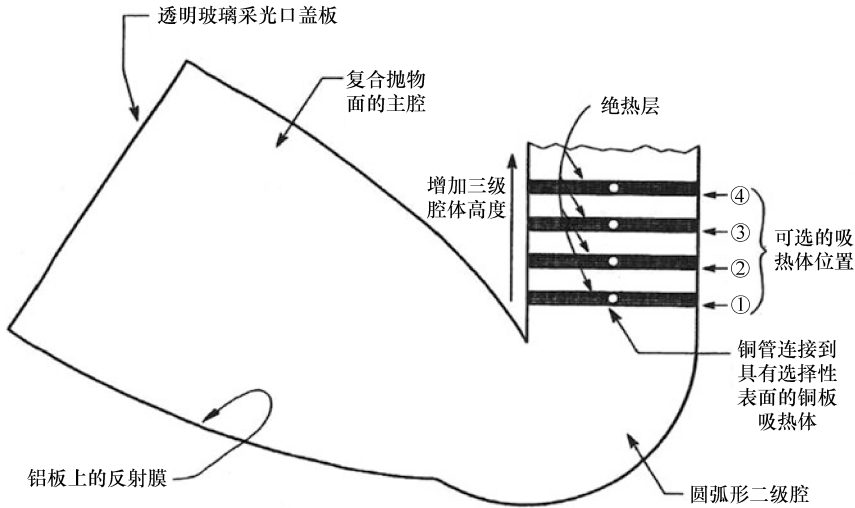


图 3.30 IACPC

图 3.31 比较了管式吸热体 CPC (TACPC) 和反置吸热体 CPC (IACPC) 的效率 (Kothdiwala 等, 1999)。横坐标小于 $0.04\text{km}^2\text{W}^{-1}$ 时, 所有类型的 IACPC 性能都优于相应的 TACPC。横坐标大于该值时, 具有 3 和 4 型吸热体结构的 IACPC 性能优于非真空型 IACPC, 具有截断型吸热体结构的 3 型 IACPC 比真空封装的 TACPC 具有更高的效率 (见图 3.31)。

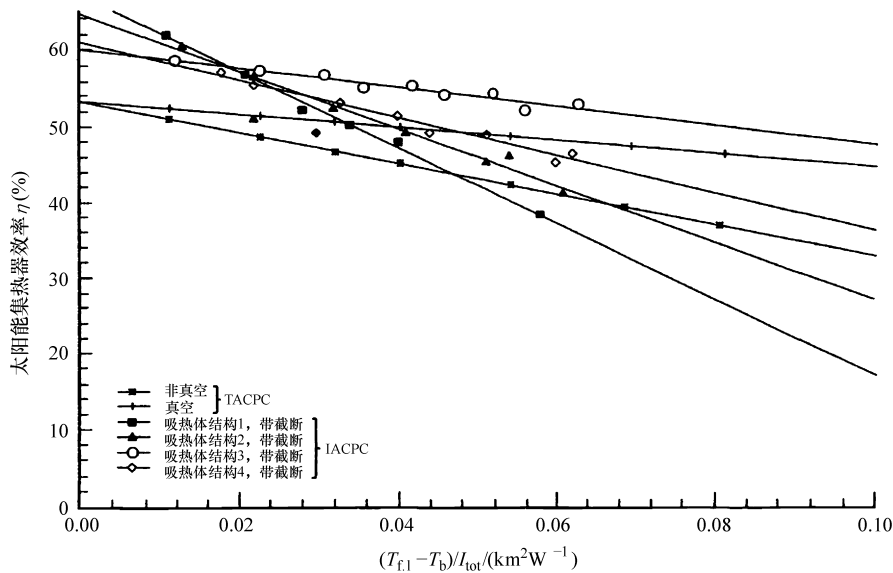


图 3.31 TACPC 和 IACPC 的 Hottel - Whillier - Bliss 特性比较

3.7 集热器吸热体

物体具有温度就发射出热辐射能。热辐射能是由于电子能量以及构成物质的分子和晶体结构振动和转动的能量发生变化而释放的能量。固体、液体和气体都能够发射和吸收热辐射。振荡电场与金属材料中运动自由电子的相互作用可以利用电子行为的经典模型 (Drude, 1904) 来描述。根据测量材料的电性质, 可以对光谱的光学性质进行预测。假设电子的表面散射可以忽略, 光谱发射率随着波长和电导率的增大而降低。高效的太阳能收集需要表面具有对太阳辐射的高吸收率和对长波热辐射的低发射率。95% 的太阳辐射能位于 $0.2 \sim 3\mu\text{m}$ 的波长范围内; 325K 物体的 99% 热辐射在 $3.0 \sim 30\mu\text{m}$ 的波长范围内。太阳能选择性表面在太阳光谱范围内具有高吸收率, 在热辐射光谱中具有低发射率。高吸收率和低发射率间的截断波长为 $2 \sim 3\mu\text{m}$ 。为了减少太阳能集热器吸热体表面和玻璃采光口盖板之间的热传递, 可以使用低发射率吸热体表面或低发射率采光口盖板。低发射率盖板需要在玻璃盖板上涂覆红外涂层。通常, 在吸热体使用低发射率表面的情况下, 腔体内的自然对流换热则成为主要的热损失, 因此有必要考虑在腔体间增加抑制对流的装置或将腔体抽为真空。

选择性表面具有高太阳辐射吸收率和低长波辐射发射率。只有很少一部分材料本身具有这种光学性质, 例如硅和锗半导体。但是, 这些材料也还会有 0.3 的太阳辐射反射率, 需要在材料表面使用抗反射涂层。因此, 使用这些材料的太阳能吸热体将变得昂贵。铜、镍和铝的红外辐射反射率 ≤ 0.95 , 但在太阳辐射范围内反射率较高。钨在波长 $0.6 \sim 2\mu\text{m}$ 之间表现出微小的太阳辐射波长选择性。选择性表面的制备是将厚度为 $0.4 \sim 1.5\mu\text{m}$ 的具有高太阳辐射吸收率和良好的红外辐射透射率的材料层涂覆在金属上。这样, 吸热体的太阳辐射吸收率由薄的涂层决定而红外辐射反射率则由金属材料决定。这种串联结构首次是由黑镍或镀镍钢构成 (Tabor, 1955)。黑镍是一种镍锌硫化络合物, 其吸收率为 0.96, 而发射率通常低至 0.08。铜的氧化层分别具有 0.9 和 0.15 的吸收率和发射率 (Mar 等, 1976)。常见的“黑铬”选择性吸收表面包含有无定形氧化铬基体中的铬颗粒, 经常用作抛光金属表面衬底的薄表面层 (Lampert, 1979; Lampert 和 Washburn, 1979; Driver 等, 1975)。金属材料通常是镍或镀锡钢, 其太阳辐射吸收率和长波辐射发射率分别为 0.96 和 0.1。非金属材料对太阳辐射的反射率较低, 但覆盖在金属表面可以对红外辐射产生较高的反射率, 因此被称为“热镜”。其反射率随波长的变化如图 3.32 所示 (Simonis 等, 1979) (见图 3.32)。

从集热器吸热体到周围环境的热损失是由辐射、传导和对流共同作用产生的。在稳态条件下, 这三种热传递方式相互作用形成特定的温度分布, 它取决于几何形状、吸热体与周围环境的温差。通过掌握传热过程的细节, 可以估计出局部对流传热系数。

当平板型集热器相对于水平面的安装角度为 $0^\circ \sim 75^\circ$ 时, 可以用图 3.33 所示的关系式 (Hollands 等, 1976) 确定集热器内吸热板和玻璃盖板之间由浮升力驱动的对流热损失。用以确定 Gr 数的特征长度取为腔体内空气层的厚度。

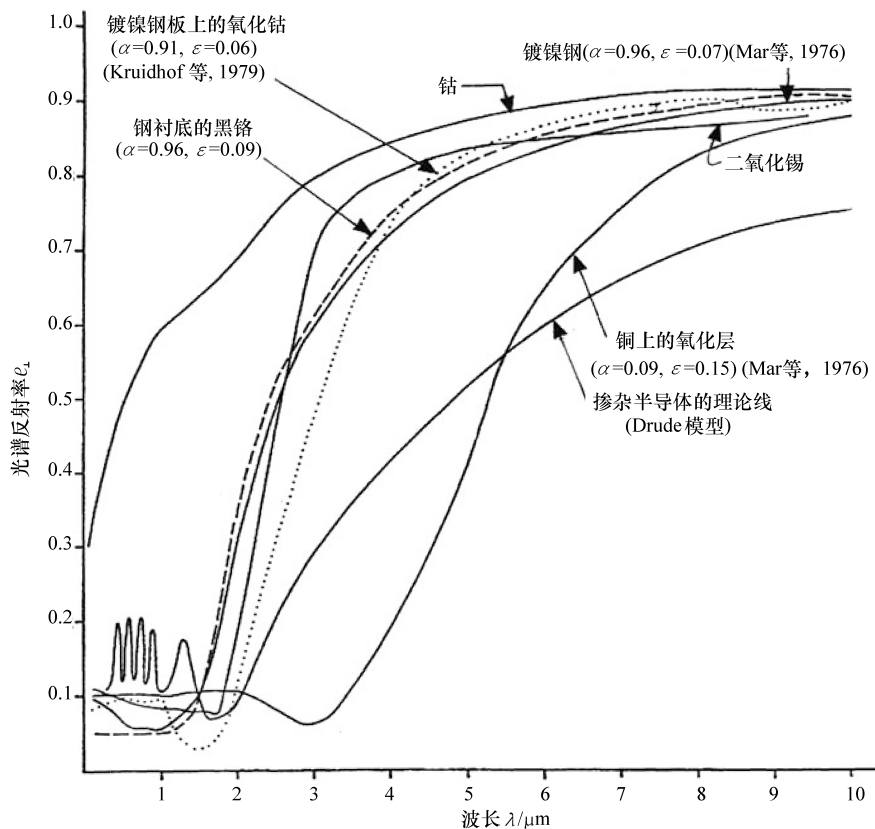


图 3.32 部分选择性表面的反射率随波长的变化

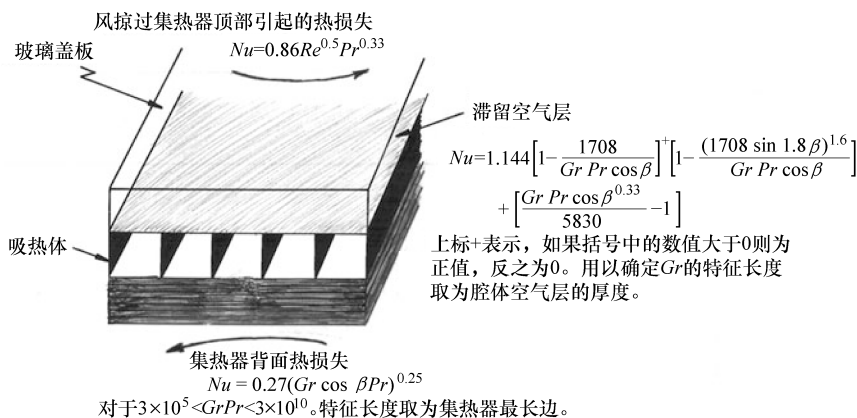


图 3.33 平板型集热器中吸热体和盖板间空气层间隙的对流传热关联式

聚光比为 4.13 时 (Prapas 等, 1987b), CPC 封闭腔体内 Gr 数的变化对热传递速率的影响如图 3.34 所示。

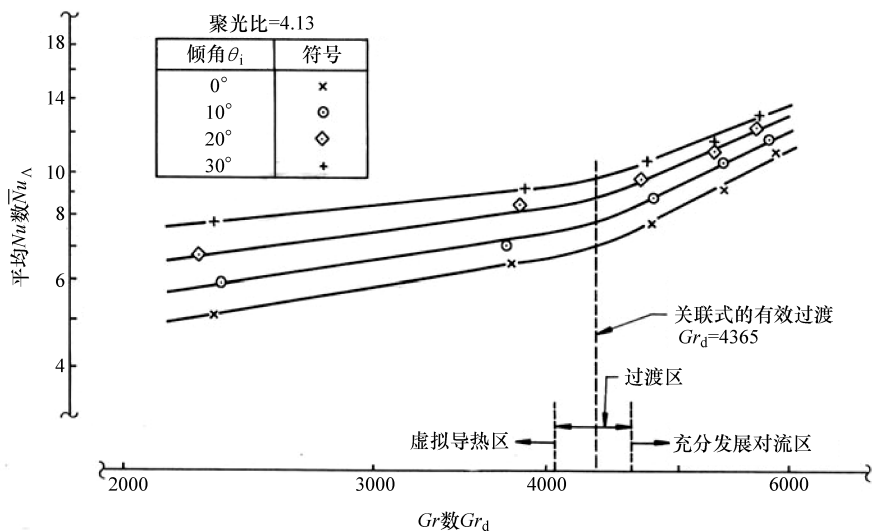


图 3.34 确定 CPC 内部对流传热的关联式

使用图 3.35 可以确定由风掠过集热器顶部所引起的强制对流热损失 (Sparrow, 1979; Kothandaraman 和 Subramanyan, 1977), 相应的方程为 $Nu = 0.86 Re^{0.5} Pr^{0.33}$ 。

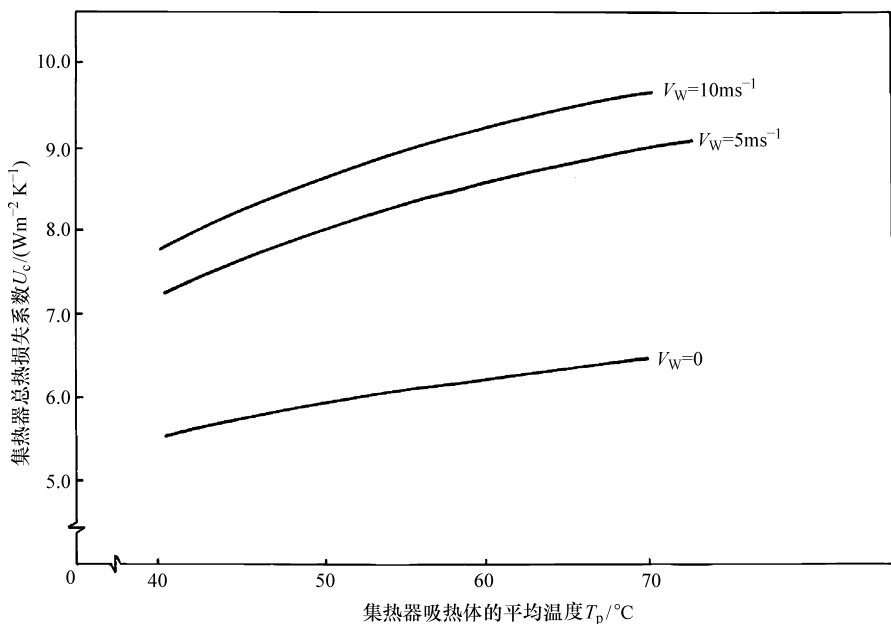


图 3.35 由风引起的采光口盖板对流热损失

参 考 文 献

- Anon (1985) ASTM E424-71. Standard test methods for solar energy transmittance and reflectance (Terrestrial) of sheet materials. American Society for Testing and Materials, Philadelphia
- Anon (1977a) ASHRAE Standard 94-77. Methods of testing thermal storage devices based on thermal performance. ASHRAE, New York
- Baer S (1975) "Breadbox" water heater plans. Zomeworks, Albuquerque
- Baker B, McDaniels OK, Kaehn HD, Lowndes DH (1978) Time integrated calculation of the insolation collected by a reflector-collector system. *Solar Energy* 20:415-417
- Bhaduri S, Nguyen NH (1983) Transmissivity of solar collector covers, ASME Paper 83-WA/Sol-17
- Blaga A (1978) Use of plastics in solar energy applications. *Solar Energy* 21:331-338
- Burek SAM, Norton B, Probert SD (1989) Transmission and forward scattering of insolation through transparent and semi-transparent materials. *Solar Energy* 42(6):457-475
- Burkhard DG, Shealy DL (1975) Design of reflectors which distribute light in a special manner. *Solar Energy* 17:221-227
- Butti K, Perlin J (1980) A golden thread. Van Nostrand Reinhold, New York
- Cachorro VE, Casanova JL (1986) Optical efficiency of semistatic cylindrical-parabolic concentrator. *Solar Energy* 36:147-149
- Carvalho MJ, Collares-Pereira M, Gordon JM, Rabl A (1985) Truncation of CPC solar collectors and its effect on energy collection. *Solar Energy* 35:393-399
- Cheng H, Bannerot RB (1983) On the weathering of thin plastic films. ASME J Solar Energy Eng 105:149-156
- Chinnery DNW (1967) Solar water heating in South Africa. SCIR Research Report, 284
- Driver P, Jones EW, Riddiford CL (1975) In: Proceedings symposium on solar energy resources, ISES, Australia and New Zealand, Sect 49
- Drude P (1904) Optische Eigenschaften und Electronen Theorie. *An der Physik* 14:936
- Duff W, Winston R, O'Gallagher J, Henkel T, Berquam J (2004) Performance of the Sacramento demonstration ICPC collector and double effect chiller in 200 and 2001. *Solar Energy* 76:175-180
- Duffie JA, Beckman WA (1974) Solar energy thermal processes. Wiley, New York
- Edlin FE (1959) Plastic glazings for solar energy absorption collectors. *Solar Energy* 2:3-6
- Evans DL (1977) On the performance of cylindrical parabolic solar collectors with flat absorbers. *Solar Energy* 19:379-385
- Favard GJ, Nawrocki AD (1981) Preliminary optical performance study of glazing-reflector systems in breadbox water heaters. In: Proceedings of 6th national passive solar conference, Portland, pp 188-191 (September)
- Fintel BW, Jakubowski GS (1985) Obtaining solar collector; cover transmissivities from a solar simulator, ASME paper 85-WA/Sol-3
- Godbey LC, Bond TE, Zornig HF (1979) Transmission of solar and long-wavelength energy by materials used as covers for solar collectors and greenhouses. *Trans ASAE* 22:1137-1144
- Grassie N (1972) Degradation. In: Jenkins AD (ed) Polymer science, vol 2. North-Holland, Amsterdam
- Grassie SL, Sheridan NR (1977) The use of planar reflectors for increasing the energy yield of flat-plate collectors. *Solar Energy* 1(19):663-668
- Grimmer DP, Zinn KG, Herr KC, Wood BE (1978) Augmented solar energy collection using various planar reflective surfaces, theoretical calculations and experimental results. *Solar Energy* 21:497-501
- Gueymard C (1989) A simplified model for the computation of radiation transmission through a series of semi-transparent plates. *Solar Energy* 42:433-440
- Harper CA (1975) Handbook of plastics and elastometers. McGraw-Hill, New York

- Hottel HC (1976) A simple model for estimating the transmittance of direct solar radiation through clear solar atmospheres. *Solar Energy* 18
- Hsieh CK (1981) Thermal analysis of CPC collectors. *Solar Energy* 27:19–29
- Kaehn HD, Geyer M, Fong D, Vignola F, McDaniels DK (1978) Experimental evaluation of the reflector-collector system. In: *Proceedings of the American section of the international solar energy society*, Denver, vol 2(1), p 654
- Kahlen S, Wallner G, Lang RW (2010a) Aging behavior and lifetime modeling of polycarbonate. *Solar Energy* 84:755–762
- Kahlen S, Wallner G, Lang RW, Meir M, Rekstad J (2010b) Aging behavior of polymeric solar absorber materials: aging on the component level. *Solar Energy* 84:459–465
- Kienzlen V, Gordon JM, Kreider JF (1988) The reverse flat plate collector: a stationary, non-evacuated, low-technology, medium-temperature solar collector. *ASME J Solar Energy Eng* 110(1):23–30
- Kimball WH, Munir ZA (1978) The effect of accelerated weathering on the degradation of polymeric films. *Polym Eng Sci* 18:230–237
- Kothandaraman CP, Subramanyan S (1977) *Heat and mass transfer data book*, 3rd edn. Wiley Eastern, New Delhi
- Kothdiwala AF, Eames PC, Norton B, Zacharopoulos A (1999) Comparison between inverted absorber asymmetric and asymmetric tubular-absorber compound parabolic concentrating solar collectors. *Renew Energy* 18:277–281
- Kothdiwala AF, Norton B, Eames PC (1995) The effect of variation of angle of inclination on the performance of low-concentration ratio compound parabolic concentrating solar collectors. *Solar Energy* 55(4):301–309
- Lampert CM, Washburn J (1979) Microstructure of a black chrome solar selective absorber. *Solar Energy Mater* 1:82–92
- Larson DC (1980) Concentration ratios for flat-plate solar collectors with adjustable mirrors. *J Energy* 4(4):170–175
- Look DC, Sundvold PO (1983) Analysis of concentrating collectors of energy from a distant point source. *Solar Energy* 31:545–555
- Mar HYB, Peterson RE, Zimmor PB (1976) Low cost coatings for flat plate solar collectors. *Thin Solid Films* 29:98–103
- McDaniels OK, Lowndes DH, Mather H, Reynold J, Gray R (1975) Enhanced solar energy collection using reflector – solar thermal collector combinations. *Solar Energy* 17:277–283
- McIntire WR (1979) Truncation of non-imaging cusp concentrators. *Solar Energy* 23(4):351–355
- Meinel AB, Meinel MP (1976) *Applied solar energy: an introduction*. Addison-Wesley, Reading
- Mills DR (1978) The place of extreme asymmetrical non-focusing concentrators in solar energy utilization. *Solar Energy* 21(5):431–434
- Mills DR (1986) Relative cost-effectiveness of periodically adjusted solar collectors using evacuated absorber tubes. *Solar Energy* 36:323–331
- Mills DR, Guitronich JE (1978) Asymmetrical non-imaging cylindrical solar concentrators. *Solar Energy* 20(1):45–55
- Norton B, Eames PC, Yadav YP (1991) Symmetric and asymmetric linear compound parabolic concentrating solar energy collectors. The state-of-the-art in optical and thermophysical analysis. *Int J Ambient Energy* 12(4): 171–190
- Norton B, Eames PC, Yadav YP, Griffiths PW (1997) Solar concentrators for rural applications. *Int J Ambient Energy* 18(3):115–120
- Oreski G, Tscharnuter O, Wallner G (2010) Determination of the solar optical properties of transparent polymer films using UV/VIS spectroscopy. *Solar Energy Mater Solar Cells* 94:884–891
- Prapas DE, Norton B, Probert SD (1987a) Optics of parabolic trough solar-energy collectors possessing small concentration ratios. *Solar Energy* 39(6):541–550
- Prapas DE, Norton B, Melidis PE, Probert SD (1987b) Convective heat transfers within air-spaces of compound parabolic concentrating solar-energy collectors. *Appl Energy* 28:123–135

- Rabl A (1976) Comparison of solar concentrators. *Solar Energy* 18:93–111
- Rabl A (1985) *Active solar collectors and their applications*. Oxford University Press, Oxford
- Rabl A, Bendt P (1982) Effect of circumsolar radiation on performance of focusing collectors. *ASME J Solar Energy Eng* 104:237–250
- Ranby B, Rabek JF (1975) *Photodegradation, photo-oxidation and photostabilization of polymers*. Wiley, New York
- Ratzel A, Hickox C, Gartling D (1979) Techniques for reducing thermal conduction and natural convection heat losses in annular receiver geometries. *ASME J Heat Transfer* 101:108–113
- Rawson H (1982) *Properties and applications of glass*. Elsevier, Oxford
- Resch K, Wallner GM, Hausner R (2009) Phase separated thermotropic layers based on UW cured acrylic resins – effect of material formulation on overheating properties and application in a solar collector. *Solar Energy* 83:1689–1697
- Rivero R (1958) Natural lighting – the calculation of the direct daylight factor for glazed and unglazed windows and for uniform and non-uniform skies. Building Research Station, Library Communication No. 860
- Robbins FV, Spillman CK (1980) Solar energy transmission through two transparent covers. *Trans ASAE* 22:1224–1231
- Seitel SC (1975) Collector performance enhancement with flat reflectors. *Solar Energy* 17:291–295
- Sharafi AS, Mukminova AG (1975) Procedure for computing the reflectivity, absorptivity and transmission coefficient for radiant energy in multilayer systems with varying optical properties. *Geliotekhnika* 11
- Shurcliff WA (1974) Transmittance and reflectance loss of multi-plate planar window of a solar-radiation collector formulas and tabulations of results for the case $n = 1.50$. *J Solar Energy* 16:149–153
- Siegel R (1973) Net radiation method for transmission through partially transparent plates. *J Solar Energy* 15:273–276
- Simonis M, v.d Leij M, Hoogendoorn CJ (1979) Physics of doped tin dioxide films for spectral selective surfaces. *Solar Energy Mater* 1:221–231
- Snail KA, O’Gallagher JJ, Winston R (1984) A stationary evacuated collectors with integrated concentrator. *Solar Energy* 33:441–449
- Sparrow EM, Ramsey JW, Mass EA (1979) Effect of finite width on heat transfer and fluid flow about and inclined rectangular plate. *ASME J Heat Transfer* 101:2
- Stephenson DG (1965) Tables of solar altitude, azimuth, intensity and heat gain factor for latitudes from 43 to 55 degrees north. *Solar Energy* 9:81–86
- Tabor H (1955) Selective radiations, wavelength discrimination. In: *Transactions conference, use of solar energy*, vol 2, 1A. Tuscon, pp 24–33
- Touloukian YS, Dewitt DP (1972) *Thermal radiative properties, nonmetallic solids, thermophysical properties of matter 8*, IFI/Plenum Data Corporation
- Tripanagnostopoulos Y, Yianoulis P (1992) Integrated collector-storage systems with suppressed thermal losses. *Solar Energy* 48(1):31–43
- Wallner G, Resch K, Hausner R (2008) Property and performance requirements for thermotropic layers to prevent overheating in an all polymeric flat-plate collector. *Solar Energy Mater Solar Cells* 92:614–620
- Weinstein A, Duncan RT Jr, Sherbin WC (1977) Lessons learned from Atlanta (Towns). *Solar Energy* 8:45–46
- Whillier A (1953a) Solar energy collection and its utilization for house heating. ScD Thesis, MIT
- Whillier A (1953b) The utilisation of solar energy in South Africa. *J South African Inst Mech Eng* 2:261–267
- Wijesundera NE (1978) Geometric factors for plane specular reflectors. *Solar Energy* 20:81–85
- Williams JR, Craig JI (1976) The Shenandoah solar community sharing the Sun. In: *Proceedings of the American section of the international solar energy society*, vol 3. Winnipeg, pp 200–212
- Winston R (1974) Principles of solar concentrators of a novel design. *Solar Energy* 16:89–95

第 4 章

太阳能热储存

4.1 概论

太阳能热储存的关键问题包括：

- 1) 储存温度；
- 2) 储存持续时间；
- 3) 储存的能量大小；
- 4) 储热与放热速率；
- 5) 运行与控制；
- 6) 经济性优化。

在不同气候下，冷热负荷会呈现出季节性变化。图 4.1 所示为采暖与热水负荷的例子。在这个例子中，太阳能热水系统可配置适当容量的储热器以供应热水。热水系统的全年太阳能保证率不会出现如采暖系统那样强烈的季节性变化，即在温暖季节不需要供暖，而在寒冷季节（尤其是在高纬度地区冬季）由于太阳辐照度较小，太阳能不足以及及时满足采暖负荷的需求。因此，如图 2.24 所示，如果没有跨季节储热系统，太阳能只有在春季和秋季能满足采暖负荷的需求。图 4.1 说明一个跨季节储热系统显然需要大面积的集热装置，实际集热面积如表 8.2 所示。

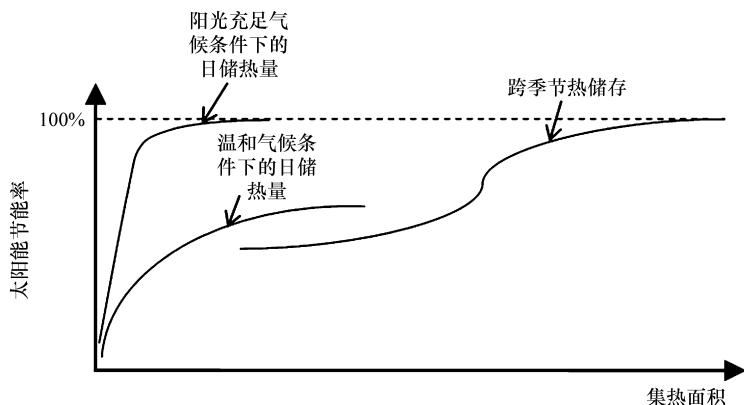


图 4.1 太阳能节能率随集热面积变化的示意图

尽管跨季节储热系统能够提高太阳能利用率，但这只是相对能量而言，尤其是对于热水系统。在冬季，当系统无法满足终端所需水温时，需要使用辅助能源。

使用储热与辅助加热在经济成本上是相当的。当太阳能热水器与小型储热系统集成时，储热系统的成本与太阳能热水器本身的成本实际上是不可分开的。然而，当储热量大大增加时，储热系统的费用及其冬季供热特性就可以与太阳能集热器明显分开了。后一种情况中，跨季节储热器的成本与被代替的冬季燃料支出费用相当。热水的长期、跨季节能量储存系统需要相当多的保温层，例如，丹麦“零能源房屋”使用了厚度为0.5m的绝热石棉用于长期保温（Korsgaard 和 Esbensen，1975）。与使用多个小储热器相比，使用单个大储热器具有许多优点，这是因为热损失与储热器表面积成正比而储热容量与储热器体积成正比。

储热介质的选择通常与集热器类型或储热时间有关。由于太阳能的间歇性特点，大多数实际应用都必须配备足够的储热装置，太阳能高温或低温热利用都需要储热。特定的储热技术必须同时适应集热器出口温度和所收集能量的终端使用。为了使热发电系统在缺乏可利用太阳能期间能具有较高的热力学效率，能量必须储存在相对较高的温度下。相反，采暖系统的储热则需要较低的温度。

制冷系统也需要储能。对于空调系统，当蓄冷温度约为7℃时，系统能够实现良好的制冷系统性能系数（COP），同时可从蓄冷装置中经济地取出冷量。

热储存可以分为显热储存和潜热储存。显热储存是指利用水、岩石、砖或混凝土等吸收热量并提高其温度。潜热储存中，与工质的大部分换热量用于改变储热介质相变过程中的焓。这种类型的储热装置通常使用的储热介质包括无机盐合物和有机材料。

4.2 液体显热储存

水是最常用的储热介质。虽然水的成本可能非常低，但用水储热需要水箱、保温层和支撑结构。水的显热储存已被普遍使用，因为它：

- 1) 是一种常见的工质，容易获得其技术、物理、化学和热力学数据，如黏度、导热系数、密度等；
 - 2) 是少数既可用作集热器又可用作储热器热传输流体的储热介质；
 - 3) 在常见的可用流体中具有最高的比热；
 - 4) 在介质温度范围内不发生相变，其汽-液平衡温度和压力符合非聚焦太阳能集热器的要求；
 - 5) 稳定、无毒、不易燃。
- 主要的缺点有：

- 1) 水对金属具有电解腐蚀性；
- 2) 水易冻结且伴随有体积膨胀，易引发潜在的危害；
- 3) 水中可能含有溶解氧，会导致腐蚀。

在液体显热储存中，减少冷热流体的混合是很重要的，否则会减小系统的焓。要使储存的热能利用最大化，需要保证输送温度满足或略超过需求温度，从而避免使用辅助能源加热。虽然可以分别使用冷热罐、可移动隔板或可拆卸膜将冷热流体分开，但最简单的方法是保持储热水箱内有相对明显的温度分层，热流体在水箱上部，而密度更大的

冷流体在水箱下部。

将热量存入储热器的过程中,应尽量保持较低的太阳能集热器入口温度,以提高集热效率。理论和数值研究表明,热分层能够改善储热水箱性能(如,Gutierrez等,1974;Close,1962;Sheridan等,1967)。对于完全分层的储热系统,太阳能集热器的入口流体总是处于可获得的最低温度。相比之下,完全混合的储热系统输送给集热器的流体温度大大提高。储热水箱的垂直壁面采用铜、铝、钢或不锈钢作为衬里,会破坏水箱内的温度分层,这主要取决于衬里和储热流体的热导率(Miller,1977;Viskanta和Hale,1978;Sherman等,1979;Leyers等,1977)。对于水兼作储热介质和载热介质的太阳能应用系统,储热水箱的温度分层问题已获得广泛研究。如在自然循环和强制循环的太阳能系统中,这些流体在储热器中连续循环(Davis和Bartera,1975;Hobson和Norton,1988;Hunt等,1978;Koldhekar,1981;Lavan和Thompson,1977;Loehrke等,1978;Marshall,1981;Matsudaira和Sakakura,1972;Nakajima,1972;Phillips和Dave,1982;Sliwinski等,1978;VanGallen和Van denBrink,1984;VanKoppen等,1978;Wood等,1981;Wu,1979;Jalaria和Gupta,1982)。这些研究的结果不能直接应用于被动式太阳能热水器中的分层过程,因为其热输入来自于直射到水箱壁面上的太阳能。储热水箱中进水和出水及其混水过程仅在取水时发生,这个过程根据居住者的热水使用习惯每天至少发生一次。水平安装的圆柱形储热水箱的热分层能力相对较弱,因此其通常用于特定的气候条件和系统容量下以将储热器内所有的水加热到所需温度。如果在一年大部分时间内水平圆柱形储热器不能被充分加热,则会由于水箱内温度分层不明显而降低太阳能保证率。将所需水量分配到两个或更多个水箱,有助于在设计中结合一些水箱温度分层机制,防止进入最低水箱的冷水与进入最终水箱中的热水相混合。如图4.2所示,每个储热水箱通常还配有进水和出水管路,以进一步阻止每个水箱中的冷热水混合。冷水经过进水管路管长方向上的入口进入储热水箱,由此可限制进水口流速以确保冷水不会与上层较热的水之间发生混合。类似地,出水管路仅收集来自水箱最上层的热热水,热水直接从管路流出或流入串联系统的下游储热水箱。通过这种方式,在水平安装的系统中可获得一定程度的水箱温度分层。

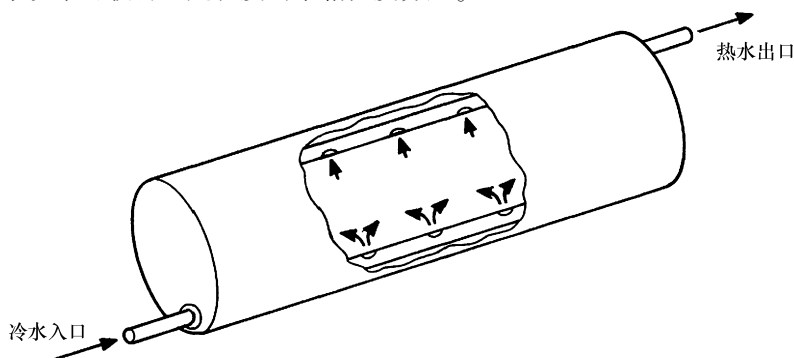
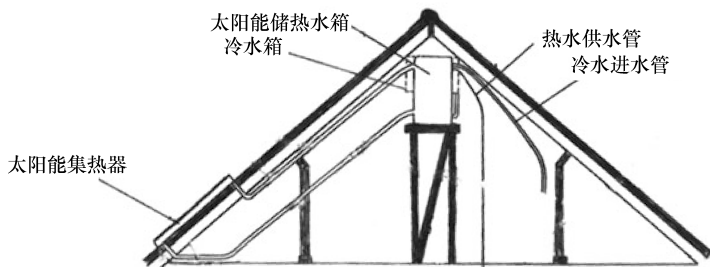


图 4.2 水平储热水箱内的管路

图 4.3 给出了完全混合和分层储热水箱的运行温度随时间变化的方程。

高速流通量和流入流体的温度不变都会导致储热水箱内冷热水完全混合。如果进入水箱时没有较大的混合力,温度较高的流体将在与其密度相同的水层中取得平衡。分层

的过程与温度和时间都相关。图 4.3 所示的傅里叶方程给出了分层储热系统温度变化的精确解 (Schmidt 等, 1960; Cabelli, 1977)。



分层的过程与温度和时间都相关。根据傅里叶方程，可得到分层储热系统温度变化的精确解

$$(T_s - T)/T_{in} = 2/n^{1/2} \int_0^{2n/(nT)^{1/2}} \exp(-\lambda^2) d\lambda$$

$$T_s(t, h) = \exp(UH/2) \{ \exp(-pH/2) \operatorname{erfc}(H/2\sqrt{\Gamma}) - p\sqrt{\Gamma} + \exp(pH/2) \operatorname{erfc}(H/2\sqrt{\Gamma} + p\sqrt{\Gamma}/2) \}$$

$$M_s c_p \frac{dT_s}{dt} = \dot{Q}_s - \dot{Q}_L - (UA)_s (T_s - T_a)$$

当环境温度为 T_a 时，完全混合水箱的运行温度 T_s 随时间发生变化，其能量平衡方程为

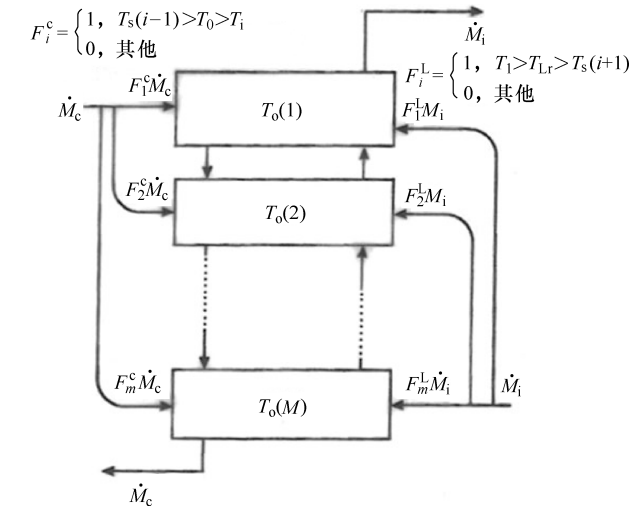
式中， U 为水箱的垂直速度， $p = U^2 + 4H$ ， H 为无量纲热损失参数，由下式给出：

$$H = Ul^2/Ak$$

式中， U 为表面换热系数； l 为水箱周长； d 为水箱直径； A 为基础面积； k 为导热系数。

图 4.3 完全混合和分层的储热水箱的理论计算式

分层水箱的简化算法 (Gutierrez 等, 1974) 是应用“ M ”分段水箱的近似算法。如图 4.4 所示，每一段都代表储热水箱中完全混合的一个子容积。



M 段水箱的能量平衡

$$M_s c_p \frac{dT_s}{dt} = \dot{M}_c c_p (F_i^c (T_0 - T_i) - (T_{i-1} - T_i) \sum_{j=1}^{i-1} F_j^c)$$

$$+ \dot{M}_i c_p (F_i^L (T_{Lr} - T_i) + (T_{i+1} - T_i) \sum_{j=i+1}^n F_j^L)$$

$$+ (UA)_s (T_a - T_i)$$

图 4.4 储热水箱的分段建模方法

4.3 固体显热储存

建筑物所得太阳辐射和建筑用热负荷具有不同步性，必须通过储存太阳能以使得太阳能利用率最大化。利用建筑物材料可将热量吸收并储存起来。建筑物中这些参与储热的部分称为蓄热体。短期储热解决的是太阳能和热负荷的不同步性问题，将白天强太阳辐射期间收集的太阳能储存起来在夜间使用，也可以减少第二天早晨对建筑物本身的预热。在设计储热特性时，必须考虑与建筑用途相关的使用模式，即住宅、机构、商业建筑等。蓄热体的热性能必须与被动式太阳能集热特性相匹配。蓄热体的最佳尺寸、位置和耦合方式取决于被动式太阳能构造的类型及其使用模式。一些被动式系统具有集成的储热功能，例如特朗伯（Trombe）墙。在其他系统中，储热结构可能是独立的，例如，将封装的相变材料适当地放置在直接受益型房屋的墙壁内。

直接受益型系统中的蓄热体可以分为以下三类：

1) 一级蓄热体：其位于房间内太阳光斑运动的轨迹范围内，直接接受太阳辐射。一级蓄热体通常包括内墙和地板。在北欧的纬度下，太阳运动轨迹决定了蓄热体适合安装在地板或墙壁下部的位置。然而，这些区域常被家具和地毯挡住而形成隔热效应。

2) 二级蓄热体：接收散射和反射的太阳辐射以及受直接辐射表面所散发的长波热辐射。相比较而言，二级蓄热体更为重要，因为：①它可以为不受阻挡的墙壁上部和天花板（尽管后者通常是轻质结构）；②散射和反射辐射可能比直射辐射更强。

3) 三级蓄热体：通过空气对流从一级和二级蓄热体获得太阳能得热量。三级蓄热体依赖于对流过程，且对流通常发生在不同的房间之间，否则它将只是二级蓄热体。使用三级蓄热体需要开放门道或特制的管道，这分别会在功能上和经济上产生不利影响。

蓄热体的数量不是仅与实际总质量有关，而是与质量和表面积都相关（Mazria, 1980）。例如，当增加致密混凝土墙的壁厚超过 100mm 之后，其蓄热能力不会再有显著提升。因此，虽然轻质单元实际质量小（如双面石膏板隔板和家具），但由于其表面积与质量之比大，在蓄热方面能起到重要作用。应当注意的是，在间歇加热的建筑物中蓄热体位于高处可能会造成不利影响。

间接被动式太阳能建筑物可选的储热方式，是通过建筑物本身或建筑物中的被加热部分进行储热。建筑物内的储热基本上是通过对流传热将热量传递给集热单元的三级储热，因此必须合理分布蓄热体使其具有最大的表面积。一般，传统的建筑材料与建筑内容足以完成以上类型的储热。在阳光房中实现一级储热是相对容易的，因为通常阳光房的空间大、结构牢固且装饰材质厚重。实际上，这种形式的建筑物值得被推广，以强调周期性可居住建筑物“从室内向室外转移”的本质特征。否则，用户冬季在阳光房中可能会利用辅助热源加热来实现采暖。由于对环境的导热性高，阳光房储热的有效性大大降低。

储热效果取决于主要的运行模式。如果阳光房储热依赖其与被加热的建筑物间空气的自然或强制对流，由于蓄热体被快速冷却，只有很少的有用能量收益会被储存到晚上

使用。实际上,蓄热体可能会降低这些模式中的太阳能利用效率,因为它会缩短阳光房温度达到净得热所需阈值温度的总时间。阳光房蓄热体的主要优点是能够提高室内最低温度。这比节能更为重要,因为阳光房内可能有植物需要进行防冻保护,或防止地面结冰。室内最低温度只要高于环境温度 3°C 就足够了,最低温度降低可能会使居住者部分使用辅助能源加热。另一个优点是,由于一级蓄热体易采用大面积材料,可以显著降低室内峰值温度,尽管这不可能完全替代适当的遮阳和通风。太阳能的通风预热性能与阳光房中蓄热体的级别类型无关。

4.4 潜热储存

如图4.5所示,相变材料在相对恒定的温度下可吸收或释放潜热。

相变材料(PCM)的主要优势之一是能在恒定温度下吸收大量热量(Fath, 1998)。材料的相变已经用于各种定温应用中(Ismail和Goncalves, 1999; Abhat, 1983),包括广泛应用于电子器件的温度控制(Wirtz等, 1999)。

应用于太阳能储热的相变材料已经得到了广泛的实验和理论研究(Baetens等, 2010; Banaszek等, 1999; Kenisarin

等, 2007)。在太阳能供热系统中,将相变材料放置在容器中,通过水或空气作为热传输流体将热量传递给相变材料并使其熔化。当需要使用储存的热量时,则通过相反的过程来释放热量。关于潜热储存系统吸热和放热过程性能的理论 and 实验研究已得到开展(Esen, 2000; Fath, 1998; Comakli等, 1993; Kaygusuz, 1995)。因为熔化温度对系统性能具有非常重要的影响,所以选择相变材料应首先根据其熔化温度而非潜热量(Jurinak和Abdel-Khalik, 1978, 1979)。相变材料储热已被纳入复杂的动态系统,例如用于干燥谷物的太阳能辅助热泵和储热器(Kaygusuz等, 1991)。

相变材料储热单元可以装在地板、墙壁及屋顶石膏板和混凝土中,从而增加建筑物的热容量。白天温度较高时,太阳能被吸收储存在墙壁内,随后在晚上释放到房间中。因此,在保证更加稳定、舒适室内温度的情况下,可减少空调与采暖的能耗(Salyer和Sircar, 1997)。对于填充有不同厚度相变材料的双层玻璃(Ismail和Henriquez, 1997),其透射率和反射率的测试结果表明这种玻璃可使红外和紫外辐射大幅减小,同时可保持良好的可见性。

以潜热形式储存热能涉及相变,与吸热和储热有关(Jotshi等, 1992)。为了分析特定太阳能供热系统的长期性能,需要设计一个适当的储热单元模型(Klein等,

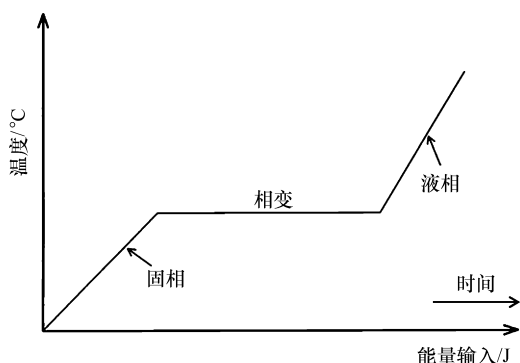


图4.5 相变材料加热过程示意图

1976)。设计太阳能储热单元时应考虑结构与热性能的要求。在结构方面，储热单元必须具有防漏功能，能够在长时间暴露于循环变化的温度下承受来自静态和动态负荷的压力，且耐腐蚀能力强。热性能方面，为了适应所需的储热容量、体积变化和热损失最小化的需求，必须在尺寸和形状上进行优化。大多数分析的潜热能量储存单元是壳管式结构，其中相变材料填充在壳程而热流体在管程中流动（Lacroix，1993；Bansal 和 Bud-dhi，1992；Esen 等，1998；Ismail 和 Alves，1986）；或者与之相反，相变材料填充在管程，热流体在壳程中平行于管道流动（Esen 等，1998；Ghoneim，1989）。通常需合理确定含有相变材料的储热器形状，使其热损失和结构材料成本最小。垂直圆柱形罐体由于造价低而最为常见，虽然这种罐体需要做更多的绝热处理，特别是在顶部和底部。球形罐体的热损失和材料需求最小，但是制造困难，需要特殊的支撑结构并且会在建筑物中占据更多的空间。与具有相同体积和传热面积的圆柱形罐体相比，矩形罐体所需的熔化时间可以减少一半（Zivkovic 和 Fujii，2001）。将相变材料封装在批量生产的小型矩形容器中，能够实现相变材料储热器的模块化构造。在壳管式换热器中难以完全熔化大块相变材料（Zivkovic 和 Fujii，2001）。相变材料的封装必须适应熔化和凝固过程中伴随的体积膨胀和收缩。膨胀产生的空隙会导致传热表面积大大减小。合理选择罐体结构材料，可以避免因重复循环的加热和冷却过程而引起的泄漏和腐蚀。镀锌钢、不锈钢和铝可用作相变材料储热系统的罐体材料，因为它们都具有高比强度、耐腐蚀性以及良好的导热性。虽然不锈钢材料较重，但它强度高，能承受较大的体积变化（Lee 等，1979）。

相变材料的熔点应当高于太阳能储热系统的平均环境温度，从而在大多数情况下不会因为环境热输入而发生熔化。除了相变温度之外，相变材料还需要有较大的单位质量潜热。相变过程为一致过程，熔化的相变材料和固体相变材料在组分上应保持一致。应避免或尽量减少凝固过程中的过冷现象（Abhat，1981）。所谓过冷，即材料熔点和开始凝固时的温度之间的差值。为了加速凝固过程，可以加入固化促进剂。通常对于许多与金属填料结合使用的相变材料，填料本身会促进凝固发生。相变材料应该具有化学稳定性，不与罐体材料发生任何化学反应，其闪点应显著高于系统最高运行温度，且具有不可燃性和非爆炸性。具体要求总结在表 4.1 中。

表 4.1 相变材料的选择标准（Pal 和 Joshi，1999）

性质	要求
热	熔化潜热高
	比热容大
物理	导热性好
	可逆的相变转换
	可重复循环
	完全共熔
	体积变化小
	密度大

(续)

性质	要求
动力学	不过冷 结晶速率良好
化学	长期化学稳定性 无腐蚀性 不可燃 非爆炸性 无毒
经济性能	可行，初始成本低，使用成本效益高

差热分析法和计算机控制的差示扫描量热法是测量相变材料热物理性质的两种主要技术。当样品处于受控温度时，需监测流入或流出样品和参照物的热流差随温度或时间的变化关系（Abhat 和 Malatidis，1981）。

目前可用于储热应用的固/液相变材料有无机化合物、有机化合物、无机和有机化合物的共晶体。无机化合物包括水合盐、盐、金属和合金；而有机化合物由链烷烃、非链烷烃和多元醇组成。它们的使用范围如图 4.6 所示。

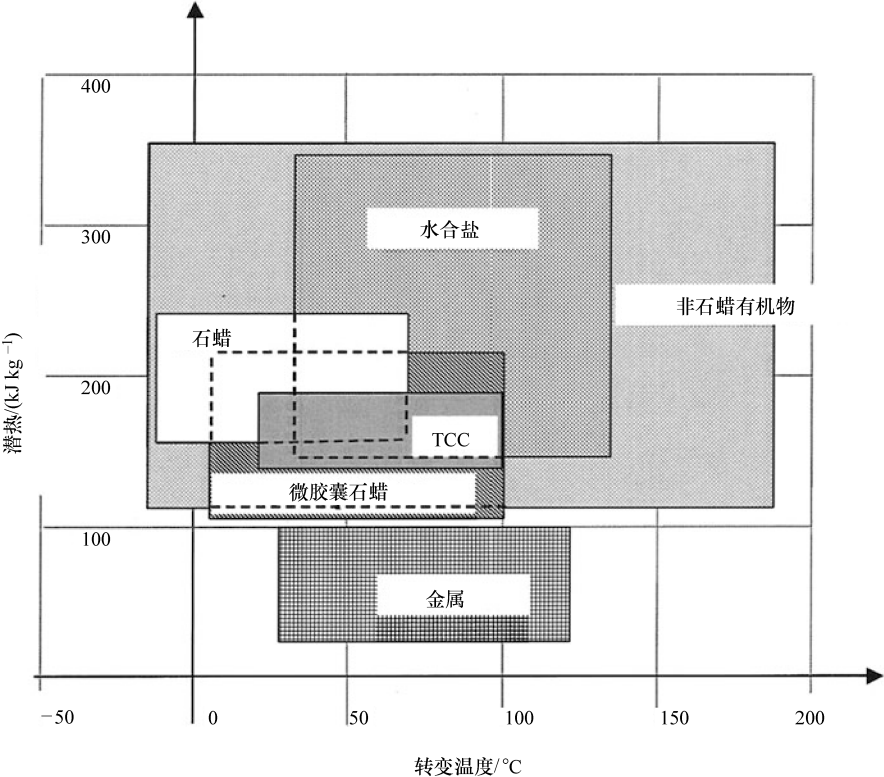


图 4.6 常用相变储热材料的潜热容量和相变温度范围

水合盐相变材料常被用作采暖和空调系统的潜热储热材料,已得到广泛研究(Yanadori 和 Masuda, 1986; Kimura 和 Kai, 1988; Salyer 和 Sircar, 1997; Fath, 1991)。水合盐的单位体积熔化热高,导热系数高($\text{MgSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ 为 $0.4 \sim 0.6 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$, 几乎是有机链烷烃的 2 倍)并且熔化体积变化小($<1\%$)。这些材料与塑料兼容性好,但通常是有毒的。水合盐通常具有腐蚀性,相变过程中会吸收和释放水分,并且具有复杂的熔融特性(Jotshi 等, 1992),易形成部分水合的晶体,从而对储热性能产生不利影响(Antohe 等, 1996)。这些缺点意味着水合盐通常不适合用于建筑应用。

为了能从热源有效且均匀地吸收热量,相变材料需要具有较高的导热系数。金属合金通常具有较高的导热系数($4 \sim 18 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$),并且与烃类相比其单位体积的潜热更大(Pal 和 Joshi, 1997)。金属合金已被用于一些高性能系统,如电子芯片冷却系统(Antohe 等, 1996; Pal 和 Joshi, 1997; Ishizuka 和 Fukuoka, 1992)。金属相变材料的密度比有机相变材料大,从而导致系统变得更重。例如,合金 Bi/Pb/Sn/In 的密度大约是正二十烷的 12 倍(Pal 和 Joshi, 1997)。

蜡和石蜡是从原油中精炼获得的有机材料,也可通过合成制备(Mortimer, 1986),其价格低廉且容易大量生产(Leoni 和 Amon, 1997)。石蜡具有许多适用于温度控制和储热应用的理想特性(Salyer 和 Sircar, 1997),尽管封装不完全时可能有发生火灾的危险。低熔点石蜡在接近环境温度(约 25°C)的范围内发生相变,常被用于采暖和温室加热(Benard 等, 1978)。在 $0 \sim 100^\circ\text{C}$ 的使用温度范围内,石蜡具有良好的性价比,并且比其他相变材料具有更好的通用性(Salyer 和 Sircar, 1990)。虽然石蜡具有许多适用于温度控制和储热应用的理想性质,但其导热系数低(约为水合盐的一半),在熔化和凝固过程中体积变化大(约 10% 的体积膨胀或收缩),易导致液相泄漏,润湿能力强且具有可燃性,这些都是其主要缺点。可以利用金属填料、金属基体结构(蜂窝或薄带)、翅片管和铝屑等提高石蜡基相变材料的导热系数。为了克服熔化和凝固时的体积变化问题,可以使用具有弹性以及不同形状的罐体。由于纯石蜡非常昂贵,因此潜热储存仅采用工业级石蜡。工业级石蜡一般为烃类混合物,因此没有明显的熔点。虽然石蜡是稳定的化学品,但在高温环境中应隔绝热空气以防止其缓慢氧化(Jotshi 等, 1991)。

石蜡相变材料储热罐体的设计必须考虑如何避免泄漏。相变材料的化学相容性和腐蚀性决定了其生命周期,因此相变材料和罐体材料的相容性对一个可靠的系统是非常关键的。一般相变材料能够与金属铝和铜相容(Abhat, 1981, 1983)。

非石蜡有机物包括多种有机材料,例如脂肪酸、酯、醇和二醇。约 70 种非石蜡有机物的熔点在 $7 \sim 187^\circ\text{C}$ 范围内(Hale 等, 1971)。非石蜡有机物的一些特征是:熔化热高、导热系数低、闪点低、易燃、具有不同程度的毒性和高温下的不稳定性(Mortimer, 1986)。熔点为 $31 \sim 38^\circ\text{C}$ 的非石蜡有机物适合用于供热设施,其熔化时产生的热量与石蜡和水合盐相当。非石蜡有机物的熔化凝固特性优异,没有任何过冷(Jotshi 等, 1991),它们的主要缺点是成本比石蜡高 2 ~ 2.5 倍。市场上销售的 49.3% $\text{MgCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ 和 50.7 wt% $\text{Mg}(\text{NO}_3)_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ 的共晶混合物(Lane, 1983)含有添加剂,能够诱发结晶和防止过冷。这种共晶混合物在经历 1000 次加热和冷却循环后都是稳定的。

因为其附着了 $\text{MgCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ ，它与塑料和低碳钢（优选有镀层的）有良好的相容性，但难与不锈钢相容。共晶混合物中的两种组分均会对铝产生严重腐蚀。

脂肪酸的二元混合物，如月桂酸-羊蜡酸、月桂酸-棕榈酸、月桂酸-硬脂酸、棕榈酸-硬脂酸，均具有良好的化学稳定性（Feldman 等，1989）。然而，它们自身及其共晶混合物的长期稳定性尚未得到广泛的热寿命循环测试的验证。

相变材料的导热系数通常较低，在 $0.33 \sim 0.18 \text{ Wm}^{-1} \text{ K}^{-1}$ 范围内，因此需通过加入其他材料来提升其在熔化和凝固、吸热和放热过程中的热传递性能。

对于有机相变材料和无机相变材料，使用填充材料可以增强传热。这些可以通过使用粉末、泡沫、织物或蜂窝状的铝来实现（Pal 和 Joshi，1999）。填充材料的使用增加了热沉的重量，但是减小了潜热储存体积。获得最佳热性能的填料体积取决于实际的应用。

常见的用于能量储存的相变材料通常是从固态转化到液态。在转变到液相过程中，由于液相出现造成的体积膨胀会带来流体密闭性问题。“干”材料系统则可以避免这些问题，它包括微胶囊化的固-液相变复合物和固-固有机相变化合物。微胶囊化的粉末态相变复合材料由包含在薄聚合物壳内的相变材料微粒组成（Fossett 等，1998）。单个胶囊的直径为 $10 \mu\text{m} \sim 1 \text{ mm}$ ，其通常具有厚度小于 $1 \mu\text{m}$ 的不可渗透半刚性壳壁。内部相变材料通常是链烷烃化合物的混合物，占复合材料质量的 $80\% \sim 85\%$ 。混合内部相变材料可获得相变温度。因为内部材料是多种材料的混合物，所以相变实际上发生在较大的温度区间（通常约 10°C ）内（Wirtz 等，1999）。

从环境温度到约 100°C 的温度范围内，可进行可逆固态晶体结构转变的材料具有显著的转变热（Wirtz 等，1999）。转变温度可以通过由不同化合物构成固溶体来选择。这一转换过程可以在低于 5°C 的温度区间内完成，但是由于相变材料以颗粒形式存在，其有效导热系数会低于基体材料的导热系数。导热系数的降低程度取决于颗粒的堆积排列、颗粒形状和颗粒接触面积。总导热系数一般为颗粒导热系数的 $10\% \sim 25\%$ （Kaviany，1995）。

相变过程中，复杂的固、液相区域共存。对相变材料储热的大部分研究工作主要为进行实验研究或者使用简化的理论建立数学模型（Costa 等，1998）。由于移动的液-固相界面处的相变过程具有非线性特点，以及两相的热物理性质不同，尚未建立详细可靠的理论方法。耦合以空气和水为工质的太阳能供热系统，相变储能系统的数值模型应包含太阳能节能率（太阳能所满足的负荷分数）和所需的储热容量（Ghoneim，1989）。关于储罐和相变材料各种热参数和几何参数对可储存太阳能的影响，有研究（Esen 和 Ayhan，1996）表明，半径较小的圆柱形罐体（ $< 0.024 \text{ m}$ ）应在相变材料中使用翅片、薄片或矩阵式结构，以增加其导热系数。Robin 等（1995）给出了适用于太阳能集热-储热集成系统的复合盐相变材料的一维瞬态导热模型，在这些模型中忽略了液相中的对流传热。

精确获得相变材料的温度分布，对于理解相变材料系统的热性能至关重要。有研究发现，在实验开始阶段冰中的温度分布是线性的，这表明该阶段未发生对流（Tien 和 Yen，1966）。然而，随着熔化层厚度的增加，液相中的温度由于对流混合而变得均匀。

为了充分了解对流在这些过程中的作用,有必要在两相中进行详细的温度测量 (Hale 和 Viskanta, 1980)。在潜热储存系统中,可以通过在传热流体流动的冷却管外部增加翅片来强化传热 (Lacroix, 1993; Zhang 和 Faghri, 1996; Sasaguchi 等, 1998)。胶囊封装相变材料填充床的能量密度比全固态相变材料的低,但当其颗粒尺寸变小,相变材料胶囊周边水的显热增加时,可增强其传热能力。

参 考 文 献

- Abhat A (1981) Low temperature latent heat thermal storage. In: Beghi G (ed) *Ispira courses on energy systems and technology*. D. Reidel, Holland, pp 33–91
- Abhat A (1983) Low temperature latent heat thermal energy storage: heat storage materials. *Solar Energy* 30:313–332
- Abhat A, Malatidis M (1981) Determination of properties of heat of fusion storage materials for low temperature applications. In: Millhone JP, Willis EH (eds) *New conservation technologies and their commercialisation*, vol 1. Springer, Berlin, pp 847–856
- Antohe BV, Lage JL, Price DC, Weber JL (1996) Thermal management of high frequency electronic systems with mechanically compressed microporous cold plates. Thermal management of commercial and military electronics. In: *Proceedings of the ASME national heat transfer conference*, Houston, pp. 179–186
- Baetens R, Jelle BP, Gustavsen A (2010) Properties, requirements and possibilities of smart windows for dynamic daylight and solar control in buildings: a state-of-the-art review. *Solar Energy Mater Solar Cells* 94:87–105
- Banaszek J, Domanski R, Rebow M, El-Sagier F (1999) Experimental study of solid-liquid change in a spiral thermal energy storage unit. *Appl Thermal Eng* 19:1253–1277
- Bansal NK, Buddhi D (1992) An analytical study of a latent heat storage system in a cylinder. *Energy Convers Manage* 33:235–242
- Benard DG, Levesque D, Wirgin A (1978) Theoretical and experimental analysis of latent heat storage system. In: *Proceedings of the ISES Congress vol 1*. New Delhi, pp 524–530
- Cabelli A (1977) Storage tanks – a numerical experiment. *Solar Energy* 19:45–54
- Close DJ (1962) The performance of solar water heaters with natural circulation. *Solar Energy* 6:33–40
- Comakli O, Kaygusuz K, Ayhan T (1993) Solar-assisted heat pump and energy storage for residential heating. *Solar Energy* 51:357
- Costa M, Buddhi D, Olivia A (1998) Numerical simulation of a latent heat thermal energy storage system with enhanced heat conduction. *Energy Convers Manage* 39:319–330
- Davis ES, Bartera R (1975) Stratification in solar water heater storage tanks. In: *Proceedings of the workshop on solar energy storage subsystems for the heating and cooling of buildings*, Charlottesville
- Esen M (2000) Thermal performance of a solar-aided latent heat store used for space heating by heat pump. *Solar Energy* 69:15–25
- Esen M, Ayhan T (1996) Development of a model compatible with solar assisted cylindrical energy storage tank and variation of stored energy with time for different phase change materials. *Energy Convers Manage* 37:1775–1785
- Esen M, Aydin D, Ayla D (1998) Geometric design of solar-aided latent heat store depending on various parameters and phase change materials. *Solar Energy* 62:19–28
- Fath HES (1991) Heat exchanger performance for latent heat thermal energy storage system. *Energy Conversion Manag* 31:149–155
- Fath HES (1998) Technical assessment of solar thermal energy storage technologies. *Renew Energy* 14(1–4):35–40

- Feldman D, Shapiro DB, Fuks CJ (1989) Fatty acids and their mixtures as phase change materials for thermal energy storage. *Solar Energy Mater* 18:210–217
- Fossett AJ, Maguire MT, Kudirka AA, Mills FE, Brown DA (1998) Avionics passive cooling with microencapsulated phase change materials. *Transactions of the ASME. J Electron Packaging*, 120, pp 238–242
- Ghoneim AA (1989) Comparison of theoretical models of phase-change and sensible heat storage for air and water-based solar heating systems. *Solar Energy* 42:209–220
- Gutierrez G, Hincaple F, Duffie JA, Beckman WA (1974) Simulation of forced circulation water heaters; effects of auxiliary energy supply, load type and storage capacity. *Solar Energy* 15:287–298
- Hale DV, Hoover MJ, O'Neill MJ (1971) *Phase change materials handbook*. Marshall Space Flight Center, Alabama
- Hale NW Jr, Viskanta R (1980) Solid–liquid phase change heat transfer and interface motion in materials cooled or heated from above or below. *Int J Heat Mass Transfer* 23:283–289
- Hobson PA, Norton B (1988) Verified accurate performance simulation model of direct thermosyphon solar energy water heaters. *ASME J Solar Energy Eng* 11:282–292
- Hunt BJ, Richtmyer TE, Hill JE, Franklin AE (1978) Testing of water tanks for thermal storage according to ASHRAE Standard 94–77. NBS report no. NBSIR-78-1548, Washington DC
- Ishizuka M, Fukuoka Y (1992) Development of a new high density package cooling technique using low melting point alloys. In: *Proceedings, ASME/JSME thermal engineering joint conference*, vol 2, pp 375–380
- Ismail KAR, Alves CLF (1986) Analysis of shell-tube PCM storage systems. In: *Proceeding of the eight international heat transfer conference*, San Francisco, pp 1781–1786
- Ismail K, Goncalves M (1999) Thermal performance of a PCM storage unit. *Energy Convers Manage* 40:115–138
- Ismail K, Henriquez JR (1997) PCM glazing systems. *Int J Energy Res* 21:1241–1255
- Jalaria Y, Gupta SK (1982) Decay of thermal stratification in a water body for solar energy storage. *Solar Energy* 28(2):137–143
- Jotshi CK, Goswami DY, Tomlinson JJ (1991) Thermal energy storage in phase change materials for temperature application zero to 200C. Report no SEEC 91–1. Solar energy and energy conversion lab, University of Florida, Gainesville
- Jotshi CK, Tomlinson JJ, Tomlinson JJ (1992) Solar thermal energy storage in phase change materials. In: *Proceedings of the 1992 annual conference AMER SOLAR Energy Society*
- Jurinak JJ, Abdel-Khalik SI (1978) Properties optimization for phase change energy storage in air-based solar heating systems. *Solar Energy* 21:377
- Jurinak JJ, Abdel-Khalik SI (1979) Sizing phase change energy storage units for air-based solar heating systems. *Solar Energy* 2:355
- Kaviany M (1995) *Principles of heat transfer in porous media*, 2nd edn. Verlag, New York
- Kaygusuz K (1995) Experimental and theoretical investigation of latent heat storage for water based solar heating systems. *Energy Convers Manage* 36:315
- Kaygusuz K, Comakli O, Ayhan T (1991) Solar-assisted heat pump systems and energy storage. *Solar Energy* 47:383
- Kenisarin M, Mahkamov K (2007) Solar energy storage using phase change materials. *Renew Sustain Energy Rev* 11:1913–1965
- Kimura H, Kai J (1988) Mixtures of calcium chloride hexahydrate with some salt hydrates or anhydrous salts as latent heat storage materials. *Energy Convers Manage* 28:197–200
- Klein SA, Beckman WA, Duffie JA (1976) A design procedure for solar heating systems. *Solar Energy* 18:113–127
- Koldhekar SM (1981) Temperature stratification in hot water solar thermal tanks. Report no AIAA-81-0368. *Proceedings of the 19th AIAA Aerospace sciences meeting*, St. Louis, pp 12–15
- Korsgaard V, Esbensen TV (1975) *Nul-energihusprojekted ved DTH*. DTH Lyngby, Denmark
- Lacroix M (1993) Numerical simulation of a shell-and-tube latent heat thermal energy storage unit. *Solar Energy* 50:357–367

- Lane GA (1983) Solar heat storage and latent heat of materials, vol 1. CRC Press, Boca Raton
- Lavan Z, Thompson J (1977) Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks. *Solar Energy* 19:519–524
- Lee C, Taylor DJ, Heibin S (1979) Solar energy storage options. Workshop on thermal energy storage for solar heating and cooling, San Antonio
- Leoni N, Amon CH (1997) Transient thermal design of wearable computers with embedded electronics using phase change materials, HTD – 343. National heat transfer conference, 5, ASME 1997, pp 49–56
- Leyers HJ, Scholze F, Tholen A (1977) Analytical and experimental determination of the temperature distribution in stratified hot water stores. International seminar on heat transfer in buildings, Dubrovnik, pp 683–693
- Loehrke RI, Gari HN, Sharp MK, Haberstroh RD (1978) A passive technique for enhancing thermal stratification in liquid storage tanks, ASME paper no 78-HT-50. In: Proceedings of the 2nd AIAA/ASME thermophysics and heat transfer conference, Palo Alto, 24–26 May 1978, pp 2–8
- Marshall RH (1981) Experimental experience with ASHRAE/NBS procedures for testing a phase change thermal storage device. In: Proceedings of the 1st BHRA international conference on energy storage, Brighton
- Matsudaira H, Sakakura Y (1972) Analysis on the thermal capacity of heat storage water tanks, part I. *J Soc Heat Air-Cond Sanit Eng Jpn* 46(4):11–17
- Mazria E (1980) Solar home book. Rodale Press, Emmaus
- Miller CW (1977) The effect of a conducting wall on a stratified fluid in a cylinder. In: 12th AIAA thermophysics conference, Albuquerque
- Mortimer CE (1986) Chemistry, 6th edn. Wadsworth, Belmont
- Nakajima Y (1972) Studies on the weighting functions of thermal storage water tanks. Part I *Trans Jpn Archit Soc* 199:37–47
- Pal D, Joshi YK (1997) Application of phase change materials for thermal control of plastic quad flat packages (PQFP): a computational study. *Numer Heat Transfer Part A* 30:19–34
- Pal D, Joshi YK (1999) Thermal control of horizontally mounted heat sources using phase change materials. EEP – 26–2, Advances in electronic packaging-1999, 2, ASME 1999, pp 1625–1630
- Phillips WF, Dave RN (1982) Effects of stratification on the performance of liquid-based solar heating systems. *Solar Energy* 29(2):111–120
- Robin Y, Bar-Niv I, Korin E, Mikic B (1995) Integrated solar collector storage system based on a slat-hydrate phase change material. *Solar Energy* 55:435–444
- Salayer IO, Sircar AK (1990) Phase change materials for heating and cooling of residential buildings and other applications. In: Proceedings of the 25th intersociety energy conversion engineering conference, vol 1. Reno, 12–17 Aug 1990, pp 236–241
- Salayer IO, Sircar AK (1997) A review of phase change materials research for thermal energy storage in heating and cooling applications at the University of Dayton from 1982–1996. *Int J Global Energy Issues* 9
- Sasaguchi K, Yoshida M, Nakashima S (1998) Heat transfer characteristics of a latent heat thermal energy storage unit with a finned tube (effects on fin configuration). *Trans JSME* 55:475–482
- Schmidt AF, Bircell JR, Wilson WA, Smith V (1960) An experimental study concerning the pressurization and stratification of liquid hydrogen. *Adv Cryogenic Eng* 5
- Sheridan NR, Bullock KJ, Duffie JA (1967) Study of solar processes by analog computer. *Solar Energy* 11:69
- Sherman C, Wood BD, Mason J (1979) Effect of vertical wall conductance on temperature relaxation in thermally stratified liquid thermal storage tanks. In: Proceedings of the ISES conference, Atlanta, pp 591–595
- Sliwinski BJ, Mech AR, Shih TS (1978) Stratification in thermal storage during charging. In: Proceedings of the 6th international heat transfer conference, vol 4. Toronto, pp 149–154
- Tien C, Yen YC (1966) Approximate solution of a melting problem with natural convection. *AIChE Chem Eng Prog Symp Ser* 62:166–172
- Van Gallen E, Van den Brink GJ (1984) Recommendations for European solar storage test methods. Final report no 303, 212, TNO, Delft

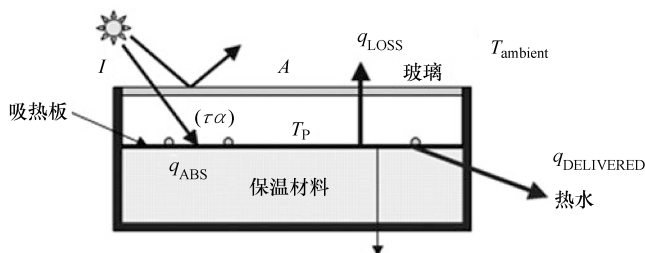
- Van Koppen CWJ, Fischer LS, Dijkmans A (1978) Stratification effects in the short and long term storage of solar heat. In: Proceedings of the ISES conference, New Delhi, pp 554–558
- Viskanta R, Hale NW (1978) Free convection circulation in a thermal energy storage system driven by heat loss from the wall. In: Proceedings of the 14th southeastern seminar on thermal sciences, North Carolina State University
- Wirtz RA, Zheng N, Chandra D (1999) Thermal management using “dry” phase change materials. In: Proceedings of the fifteenth IEEE semiconductor thermal measurement and management symposium, San Diego, IEEE#99CH36306, 9–11 Mar 1999, pp 74–82
- Wood RJ, Al-Muslahi SM, O’Callaghan PW, Probert SD (1981) Thermally stratified hot water storage systems. *Appl Energy* 9:231–242
- Yanadori M, Masuda T (1986) Heat transferential study on a heat storage container with a phase change material. *Solar Energy* 36:169–177
- Zhang Y, Faghri A (1996) Heat transfer enhancement in latent heat thermal energy storage system by using an external radial finned tube. *J Enhance Heat Transfer* 3:119–127
- Zivkovic B, Fujii I (2001) An analysis of Isothermal phase change of phase change material within rectangular and cylindrical containers. *Solar Energy* 70:51–61

第 5 章

平板和真空管集热器

5.1 概述

太阳能集热器是将太阳辐射转化为热能的装置，可以是聚光型或平板型。太阳能平板集热器通常含有吸收性表面，可吸收太阳辐射并将其转换成热能传递给水或空气等工质。太阳能平板集热器的稳态分析如图 5.1 所示。



$$q_{DEL} = q_{ABS} - q_{LOSS}$$

$$q_{DEL} = IA(\tau\alpha) - U_L A(T_p - T_{AMB})$$

$$\eta = \frac{q_{DEL}}{q_{INCIDENT}} = \frac{IA(\tau\alpha) - U_L A(T_p - T_{AMB})}{IA} = (\tau\alpha) - U_L \left(\frac{T_p - T_{AMB}}{L} \right)$$

图 5.1 太阳能平板集热器热平衡关系

绘制不同类型集热器的瞬时效率和 $(T_{fi} - T_a) / I$ 之间的关系，如图 5.2 所示，可确定截距和斜率。很多太阳能集热器的长期性能可利用关系图中确定的截距和斜率来表示。这些参数并非常数，而是取决于温度和风速。取热量与总热损之间也有一定的函数关系。为了说明上述影响，建立了非线性方程组并引入了一个与角度相关的入射角修正系数，作为评级试验的基础，如图 5.3 所示。

太阳能平板集热器的吸热板材料一般具有以下特点：表面光谱选择性能好、太阳辐射吸收率高、热辐射率低；具有良好的导热性；在运行和非运行期间有良好的热稳定性；经久耐用；单位面积质量小；价格便宜。覆有黑色涂层的金属板（空气加热器）及热水器中的翅片由于其使用方便有效、可靠性强且价格低廉而经常被用作吸热板。许

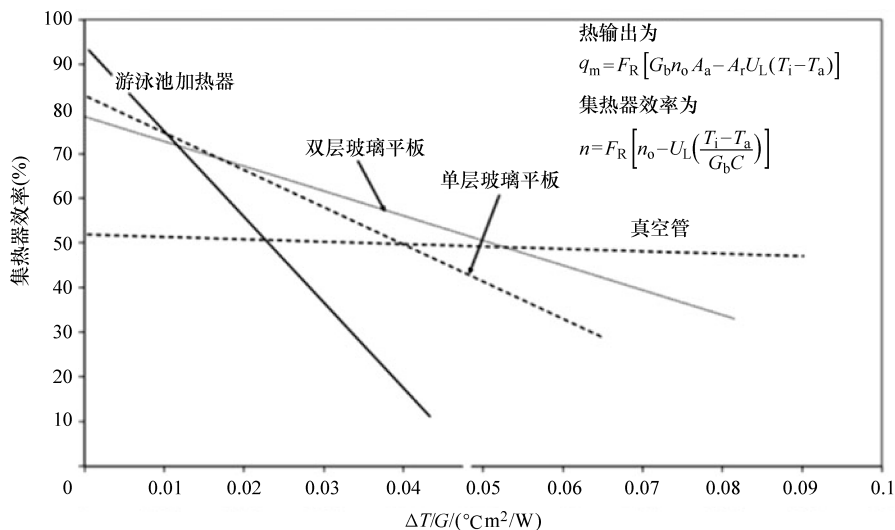


图 5.2 非聚光型集热器的 Hottel - Whillier - Bliss 特性

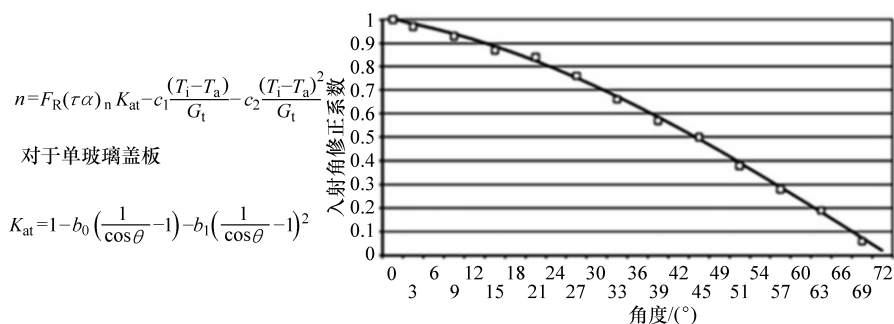


图 5.3 含有入射角修正系数的非线性集热器效率方程

多不同的吸热材料，如黑色塑料片、涂黑的岩石和木炭，已被尝试用于加热空气和水的太阳能集热器中。

5.2 平板空气加热器

太阳能加热空气主要用于建筑、各种干燥及其他过程的热应用（Hastings 和 Morck，2000），很多类型的集热器都已实现商业化（Hastings 等，1998）。无透明盖板的太阳能空气加热器是最简单的太阳能平板集热器。它由空气流道、用作太阳辐射吸热板的顶板和保温背板组成，如图 5.4 所示。这种平板集热器广泛用于干燥农作物（包括自然对流和强制对流系统）。

波纹式建筑屋顶很适合采用无盖板的集热器,用于建筑采暖和某些大型太阳能粮仓 (Bailey 和 Williamson, 1965)。一般来说,太阳辐射透过集热器透明盖板而产生的光学损失大约为 10% (Sodha 等, 1987)。因此,当集热器温升很小时 (高于环境温度 10°C 以内),有透明盖板的太阳能集热器效率比最简单的无透明盖板集热器的效率低 10%。然而,尽管这类太阳能集热器的光学损失较小,但由于其表面裸露,会产生较大的热损失。因此,在中等温升条件下,无透明盖板的平板集热器热效率较低 (Ferguson 和 Bailey, 1979; Kreider 和 Kreith, 1977),仅适用于低温干燥。无透明盖板的集热器虽然性能不高,但其制造成本低。

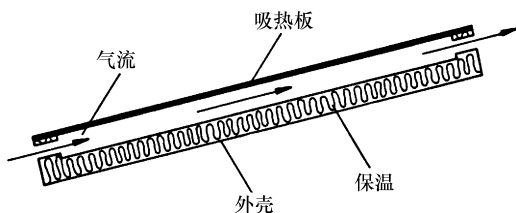
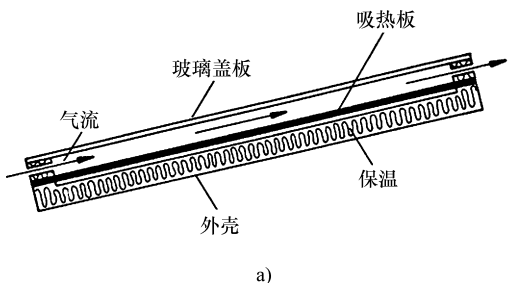


图 5.4 无透明盖板的太阳能空气加热器

通过在吸热板上面添加一层或者多层透明的盖板材料,可以减少太阳能空气加热器向上的热损失。最常见的盖板材料有玻璃、双壁聚碳酸酯和透明塑料。盖板材料可以减少对流热损失和长波辐射热损失。在中等温升条件下,有透明盖板的太阳能空气加热器比无透明盖板集热器的效率更高,但制造成本会有所增加。并且,由于盖板材料容易损坏,运行成本也会略有增加。当温升高于环境温度 $10 \sim 35^{\circ}\text{C}$ 时,一般推荐使用有盖板的太阳能空气加热器。有盖板的太阳能空气加热器类型包括:

1) 正面流动的太阳能空气加热器:空气在吸热板与透明盖板之间的管路中流动 (其背面保温),如图 5.5a 所示。因此,空气可与吸热板正面进行换热。



2) 背面流动的太阳能空气加热器:吸热板直接置于透明盖板下面,两者之间有一个分隔层。空气在吸热板内表面和隔热底板之间流动,与吸热板背面进行换热 (见图 5.5b)。通常,背面流动的太阳能空气加热器的效率比正面流动的要高 (Close 和 Yusoff, 1978)。为了确保均匀的流场分布,可采用多管道平行排布,如图 5.6 所示。

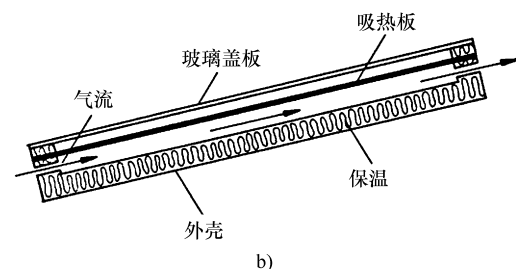


图 5.5 正面流动和背面流动的太阳能空气加热器

3) 悬浮板式太阳能空气加热器:吸热板固定在透明盖板与隔热底板之间。空气在吸热板的两侧流动,从而增加换热面积。因此,吸热板温度较低,而且再辐射热量少。悬浮板式太阳能空气加热器有两种不同的构造,分别是平行流道太阳能空气加热器

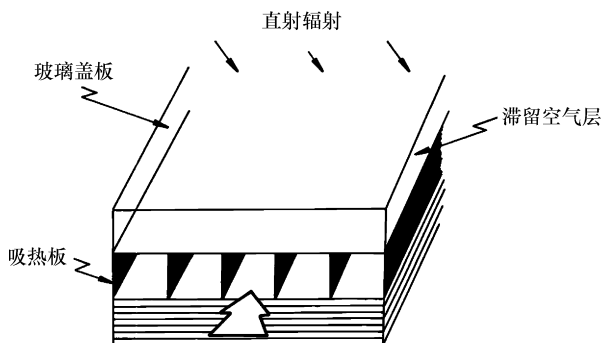


图 5.6 多通道平行管背面流动的太阳能空气加热器

(图 5.7a) 和双流道太阳能空气加热器 (图 5.7b)。与无透明盖板、正面流动或背面流动的太阳能空气加热器相比，悬浮板式太阳能空气加热器具有更高的效率 (Ferguson 和 Bailey, 1979)。

4) 多孔吸热板式太阳能空气加热器：这是悬浮板式集热器的改进形式。在空气和吸热板之间有大表面积的多孔吸收面，以增加换热面积 (Macedo 和 Altemani, 1978)，如图 5.8 所示。

5) 渗透型太阳能空气加热器通过吸收板中的孔隙引导对流传热 (Hollick, 1990)，如图 5.9 所示。渗透型太阳能空气加热器的性能取决于：

- ① 吸热板材料；
- ② 孔隙尺寸和间距 (Tsilingiris, 2000) (Leon 和 Kumar, 2007; Motahar 和 Alemrajabi, 2010)；

③ 空气流量，在较高流量下效率会提高 (Khatlab, 2000) (Kutscher 等, 1993; Liao 等, 2007; Metwally 等, 1997)；

④ 空气通道深度 (Njomo 和 Daguenet, 2006)；

⑤ 主导风速 (Kutscher 等, 1993)；

⑥ 太阳辐射 (Yildiz 等, 2002)。

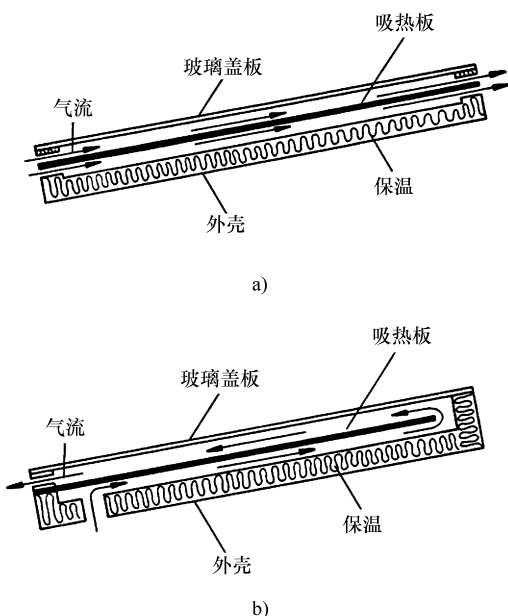


图 5.7 平行流道和双流道悬浮板式太阳能空气加热器

6) 充气式太阳能空气加热器, 如图 5.10 所示。

当所需要的温升为高于环境温度 40°C 以下时, 单层玻璃盖板的太阳能空气加热器就可以满足要求。对于更高的温升, 需要通过使用更多的玻璃盖板来减少吸热板产生的热损失。

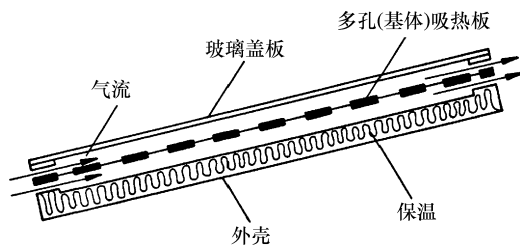


图 5.8 多孔吸热板式太阳能空气加热器

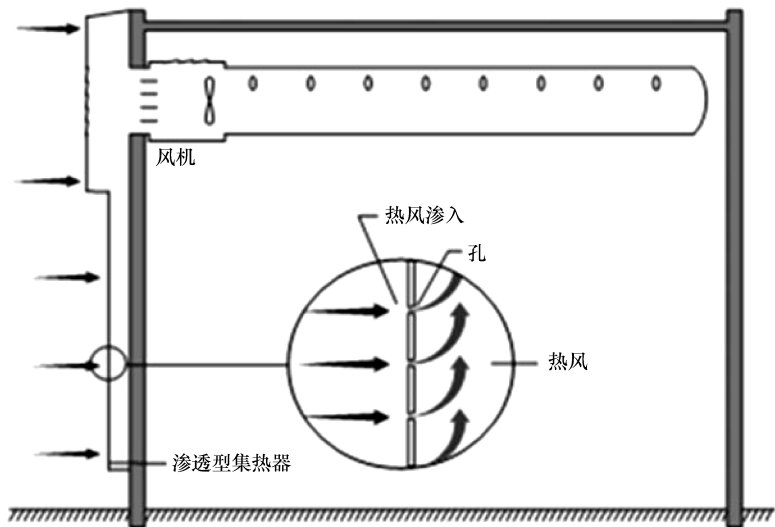


图 5.9 渗透型太阳能空气加热器

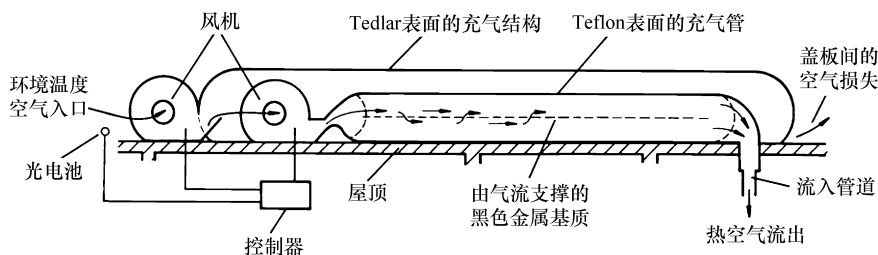


图 5.10 屋顶安装的充气式太阳能空气加热器

5.3 平板集热器

以水作为集热工质的平板集热器 (见图 5.11) 在热虹吸型太阳能热水器中非常普遍。为了计算流体出口温度, 提出了集热器热转移因子的概念。这个因子反映稳态时吸

热板（通常为翼管式结构）的传热特性，它是集热器流体实际得到的热量与假设集热器处于流体入口温度下得到的热量之比（见图 5.11）。

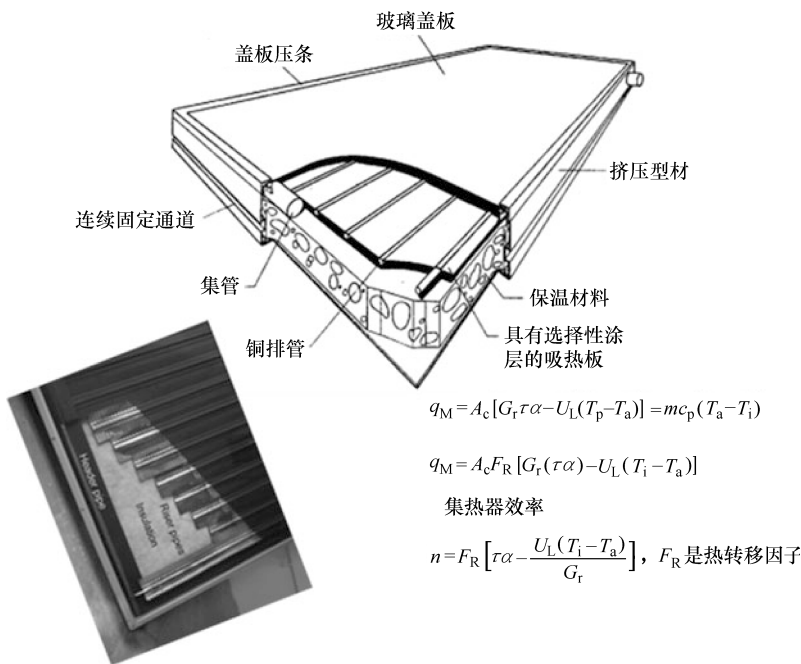


图 5.11 以水作为集热工质的平板集热器

热转移因子表示流体流过集热器某一点实际吸收的热量与假设整个翼板处于局部流体温度时所吸收的热量之比。因此，可以把集热管分成若干小段，假设每一段的热转移因子为常数。对每一段或每个节点的流体进行瞬态热分析，利用局部热转移因子计算吸热板与流体之间的传热量。此外，由于每一个节点的流体温度是已知的，当确定热虹吸系统中流体的质量流量时，无需假设进出口温度的线性分布，便可准确地计算出集热器中浮力对换热量的贡献大小。集热板与流体的最高温度间存在时间延迟，这部分是因为集热板的瞬时特性对集热器的出口温度会产生显著影响（Shitzer 等，1979）。

在高质量流量下，平板集热器 Hottel - Whillier - Bliss 模型与稳态有限差分模型所预测的水温分布非常吻合（Kirchhoff 和 Billups, 1976）。然而，在热虹吸的质量流量较低的情况下，Hottel - Whillier - Bliss 模型预测的效率会过高。这是因为在低质量流量下，平板集热器上平行于排管方向的热流量会显著增加，而 Hottel - Whillier - Bliss 模型分析中并未考虑到这点。

因此，为准确预测热虹吸系统中平板集热器的效率，需要建立二维瞬态有限差分模型。相比于 Hottel - Whillier - Bliss 模型，其优势在于：①对流体、集热板和玻璃盖板的热容量和温度曲线分别进行假设；②采用更少的假设来分析集热板内和集热板与流体之间的传热过程。然而，即使是在精细的集热器仿真模型中，也可以通过假设避免预测不

随空间与时间变化的参数。对于含有翅片和平行管结构的集热板,通常包含以下假设:

1) 为便于考虑辐射换热,玻璃盖板和集热板通常看作是两个大面积、相互平行的灰体。

2) 玻璃盖板用一个单独的节点来表示,因此,在任一时刻玻璃盖板上各点的温度可认为是相同的。

3) 玻璃盖板对长波辐射是不透明的。

4) 由于翅片很薄,其温度梯度可视为常数,且仅考虑二维传热。

5) 忽略集热器流体沿流动方向的导热。

二维吸热板温度分布的能量平衡如图 5.12 所示。

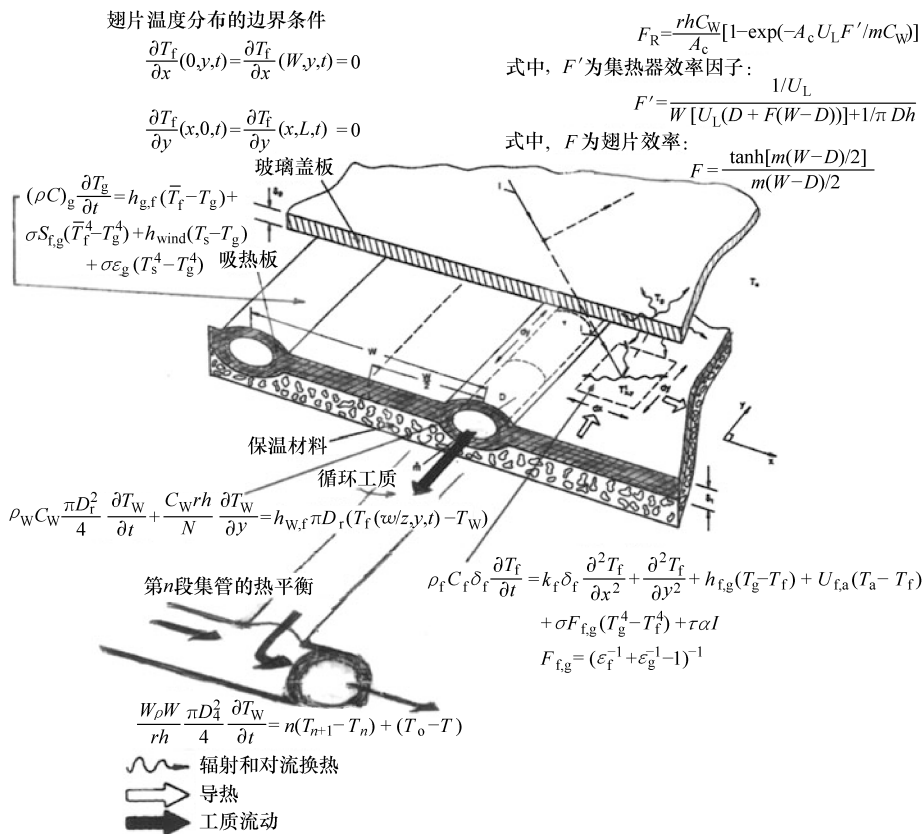


图 5.12 太阳能集热器吸热板的能量平衡

根据排管内流体增量的热平衡,可以得到流体温度和集热板温度间的边界条件。假设管壁和集热板翅片的局部温度相同,集热板翅片与流体间的对流换热量等于内能增量与从下游方向进入流体增量的对流传热量之和。为了避免使用复杂的形状因子,通常假

设玻璃盖板温度不随时间而变化,且盖板温度由能量平衡关系得出。玻璃盖板与集热板间的换热量由集热板的平均温度确定。玻璃盖板内能的增长率等于以下各项之和:①集热板与盖板间的对流换热量;②集热板与盖板间的辐射换热量;③玻璃盖板外部与环境间的对流换热量(主要为风效应);④玻璃盖板与天空的辐射换热量。

为了准确模拟集热器的瞬态响应时间,需要考虑集热器集管内水的热容量。流体在集管中的瞬态响应反映了实验中所观察到的时间延迟,即排管末端流体温度发生变化的时刻与该变化出现在集管出口时刻之间存在时间差。集管的质量流量受到各排管的影响,且每根排管所造成的影响各不相同。因此,有必要对每根排管及其翅片单独进行考虑,如图 5.13 所示。集管-排管型集热器排管中的流量分配可能是非均匀的(Jones 和 Lior, 1978)。集热器的每根排管都会分别对出口温度产生不同的影响。

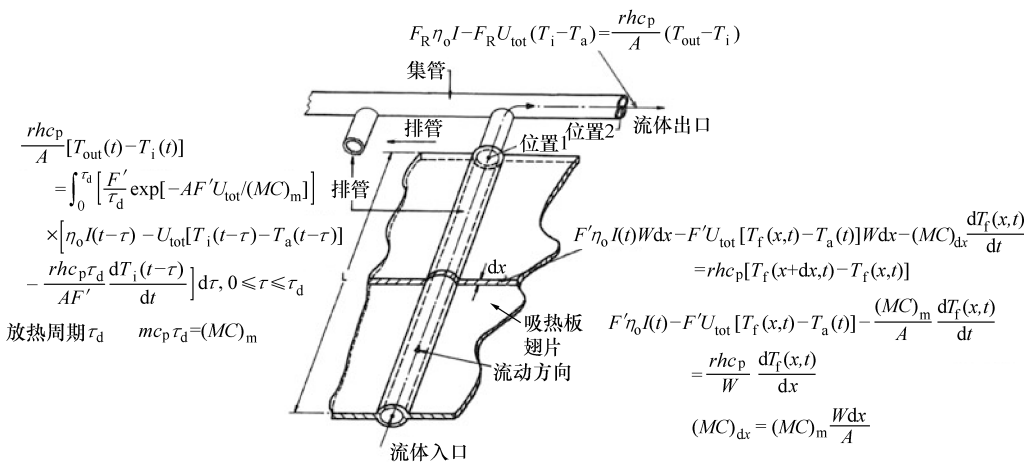


图 5.13 吸热板管板结构的能量平衡

集热器吸收的热流量与其向外界环境散失的热流量之差为工质带走的热流量(当考虑集热器各部件储存或释放的热量时,对应的瞬态方程中会出现一个附加项)。对于一维模型中集热器的离散单元,有效热容为一定值,并忽略沿流体流动方向的导热。假设集热器在流体流动方向上具有同质性,所考虑单元的有效热容 $(MC)_{dx}$ 表达式如图 5.13 所示。

放热周期(Roger, 1980)表示从集热器排出的工质所具有的热容量逐渐增加到集热器系统有效热容量的过程所需的时间。集热器系统的热输出率可用卷积积分表示(Kuo, 1966),它说明了由集热器有效热容导致的出口温度延迟,如图 5.13 左侧区域所示。图 5.13 右侧区域括号内的第一部分是集热器的响应函数,第二部分表示在所考虑的一般工况下对工质的能量输入率。因此,集热器响应函数的表达式如图 5.14 所示。

响应周期表示集热器的响应函数由初始值增加到 0.368 时所经过的时间。对应于一阶系统的响应周期的标准定义为:当相关变量的变化率恒为初始值时,完成瞬态过程所

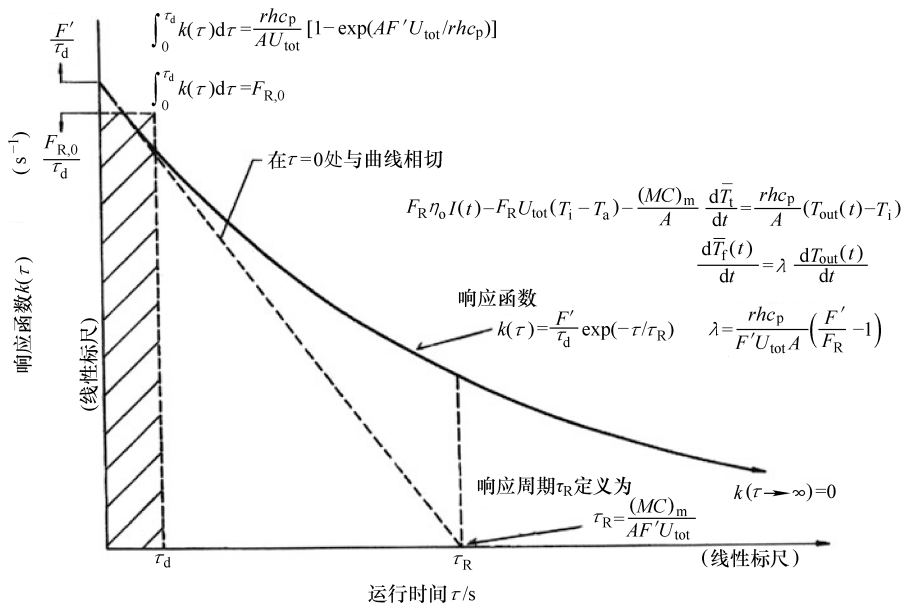


图 5.14 太阳能集热器的响应函数

经过的时间段 (Atkinson, 1980)。在稳态工况下, 集热器的响应函数成为单一值, 即热迁移因子。

集热器瞬态运行下动态效应的理论分析已得到开展 (De Ron, 1980; Kamminga, 1985; Chakraverty 等, 1987; Wang 等, 1987)。通过简化模型 (例如, 图 5.14 右上方所示的方程), 可以对瞬态工况下集热器的长期性能进行很好的预测 (Hill 等, 1977; Simon, 1975; Gillet 和 Moon, 1985)。它们已经被广泛用于推导太阳能集热器各种特性的表达式, 例如响应周期 (Hill 等, 1977) 和有效热容量 (Simon, 1975)。然而, 由于进行了简化假设, 不能充分预测短期运行的性能, 比如在间歇性太阳辐射条件下的逐时热性能。

假设有有效热容为一单值且沿流体流动方向的热传导可以忽略，则当已知太阳辐射随时间的变化规律时，可以获得太阳辐射强度在一般性时间变化模式下的精确解析解。例如，考虑太阳辐射强度从零开始的阶跃变化。假定环境温度和入口温度相等，并且在瞬态阶段过程中保持不变。对于这种特殊情况，可获得如图 5.15 所示的解。此外，图 5.15 还显示了瞬态阶段温度分布的变化。

图 5.15 和图 5.16 表示了沿流体流动方向不同流段最早达到稳态温度的时间，这一时间由流段位置决定。最靠近集热器入口位置的流段最先达到稳态，然后稳态“前锋”逐步向集热器出口方向移动。在运行时间达到稳态分析得到的放热时间（Klein 等，1974）后，这个“前锋”到达出口处。

在瞬态工况下, 太阳能集热器的局部热性能是不均匀的。沿流体流动路径的不同位

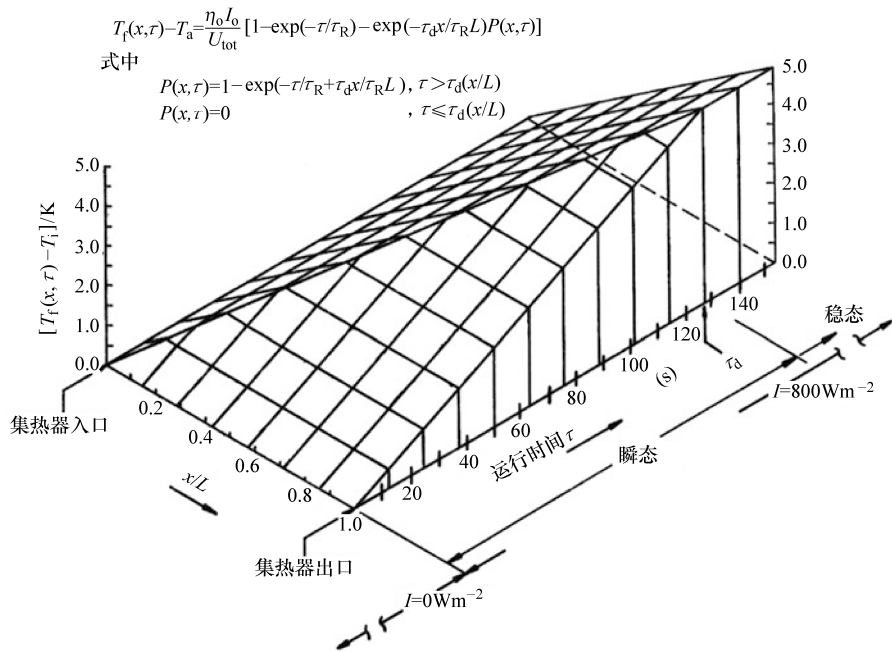


图 5.15 集热板温度响应函数

置处温度改变的响应模式不同，如图 5.16 所示。响应函数需要考虑集热器出口温度与

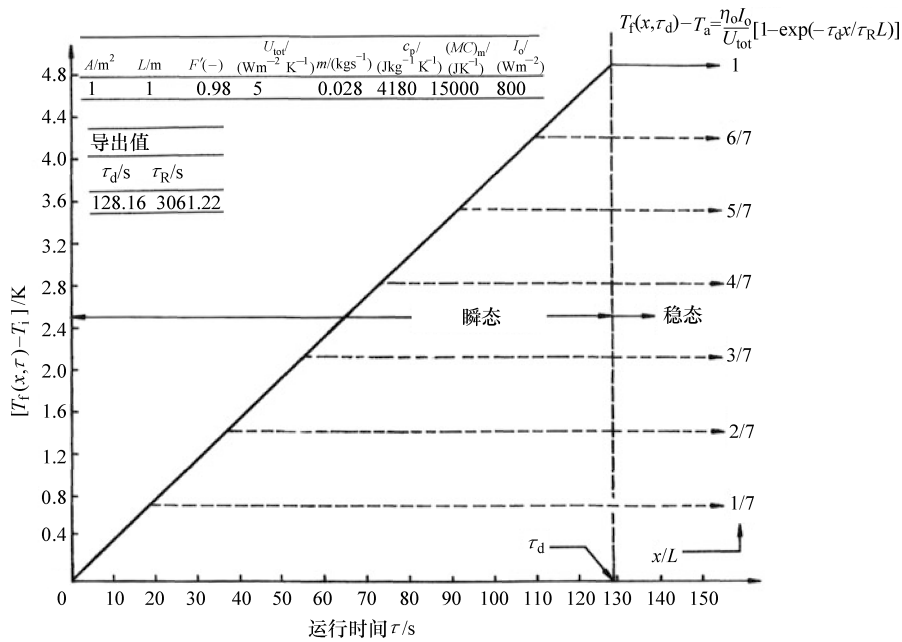


图 5.16 集热板瞬态热状态的变化

时间和位置的相关性。但是, 这样的响应函数无法轻易通过分析和实验得到。如果假设瞬态运行过程可以近似为一系列离散的阶跃变化, 每段持续时间不小于集热器的放热时间, 使得出口温度与集热系统分布特性的相关性可被认为是每个阶跃变化的平均效果。那么, 集热器的热性能可以用一个单一变量响应函数来描述, 该函数可以由出口温度值推导出, 如图 5.16 中的实线所示。考虑到集热器分布特性的整体影响, 图 5.17 给出的集热器响应函数呈现出近似方形的分布 (与图 5.14 中的曲线相比), 曲线的指数特性非常平缓。

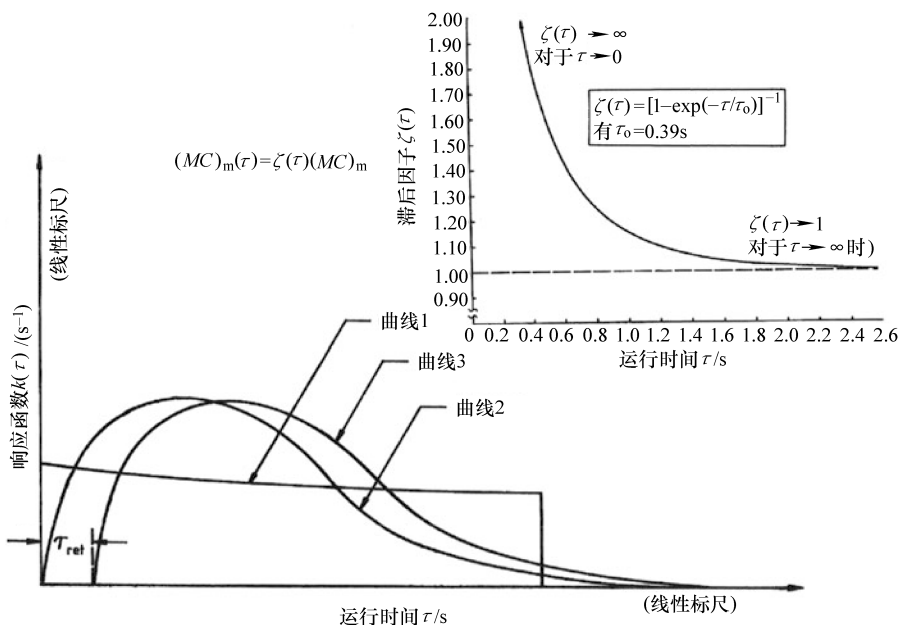


图 5.17 太阳能集热器的响应函数和滞后因子

瞬态工况下有效热容的性能不能用单一数值来描述 (Prapas 等, 1988a, b), 它可以用图 5.17 的左上角所示的函数表示。

图 5.17 中的滞后因子对应于从瞬态阶段开始所用的运行时间。瞬态阶段的有效热容大于稳态工况下的值。在瞬态工况下, 热量在传输到工质之前储存在集热板中。在稳态工况下, 大多数金属吸热板可在 10s 内达到接近于渐近线的稳态热容值。

如果集热器采用有效的瞬态热容, 热平衡方程则变为非线性。响应函数只能通过对该方程的线性化处理近似获得。然而, 吸热板-工质子系统的响应周期约为 0.4s, 远小于典型金属吸热板集热器的放热时间 130s。假设逐步瞬态变化的持续时间大于放热时间, 从而使得热容响应能在瞬态间隔内平均化。所以, 尽管从数学的角度无法获得一般的解析解, 但利用简化实验可以获得集热器系统的“响应函数”。通过结合集热器分布特性和有效热容的平均效应, 只要运行条件随时间间隔呈阶跃式变化且两个连续变化的时间间隔比放热时间长, 后一个方程就可充分描述集热器系统的瞬态性能。这个实验

获得的响应函数与基于恒定有效热容假设所导出的函数在形式上有所不同（见图 5.17 中的曲线 1）。该函数的定性形状如图 5.17 中的曲线 2 所示。

如果假设图 5.13 中位置 1 和位置 2 之间的管道热容为 0，则在位置 2 处测量的与出口温度相关的响应函数形式与图 5.17 所示的曲线 3 相同。对应于位置 1 相关的响应函数（即曲线 2），可以根据管道尺寸和流体流量预测滞后时间。在典型的集管-排管式平板集热器吸热板的翼管结构中，当通过集热器排管的流量均匀分配时，集热器系统的整体响应函数可以由每根排管的响应函数线性叠加得到。图 5.18 定性地给出了总响应函数的曲线。总响应可被认为取决于集热器内管道的几何形状以及出口温度的测量位置。

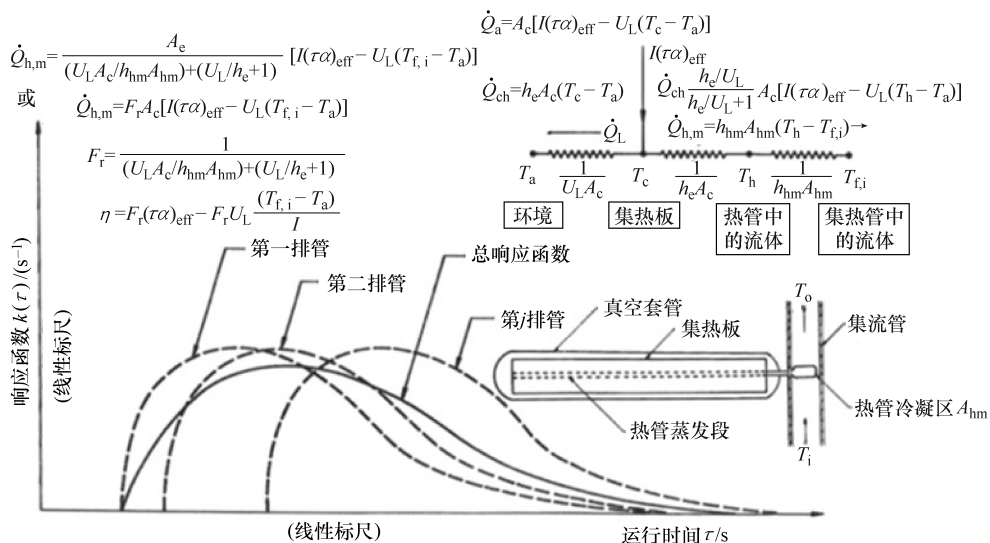


图 5.18 集热器整体响应函数

5.4 真空管太阳能集热器

真空管太阳能集热器包括真空管和吸热体。吸热体可以是：

- 1) 在全玻璃真空管集热器中，连续的玻璃内管表面覆有太阳能选择性涂层，传热流体在管内流动（Wang 等，1987，1989；Budihardjo 等，2007；Li 等，2010）；
- 2) 在金属吸热体真空管集热器中，内管壁为金属（通常为铜），传热流体在管内流动（Window 和 Harding，1983；Window，1983；Zhigiang 和 Harding，1984，1985；Harding 和 Zhiqiang，1985a, b）；
- 3) 闭式热管（Tabassaun 等，1988）。热管不同的排布方式如图 5.19 所示。

全玻璃真空管集热器的热提取效率比金属管液体集热器高（Wang 等，1987，1989）。但是其内管长度与内径之比不宜太大，否则集热器最底端将不发生流动（Morrison 等，2004，2005；Budihardjo 等，2007；Shah 和 Furbo，2007）。

对于“干”式真空管集热器，如图 5.19 所示，每个吸热体翅片封闭在单独的圆柱形玻璃外壳中。后者仅有一个管道凸起部位，其周围玻璃被密封，并通过凸起部位将热量带走。真空外壳能避免吸热板与玻璃之间的对流热损失。集热器的热量传递一般通过热管吸热体来实现。



图 5.19 热管式真空管集热器的多支管排布方式

在冷凝段和蒸发段内部，传热现象尤为复杂。热管式真空管集热器系统由真空玻璃外管内的单个翅片管式热管吸热体构成。翅片板通常有选择性表面，热管冷凝段经由集流管将热量传给流体。通过建立简单数学模型，可研究冷凝段和蒸发段的传热面积和传热系数的变化对其性能的影响。

图 5.20 所示为热管式真空管集热器的传热过程。与对流热损率相比，辐射热损率

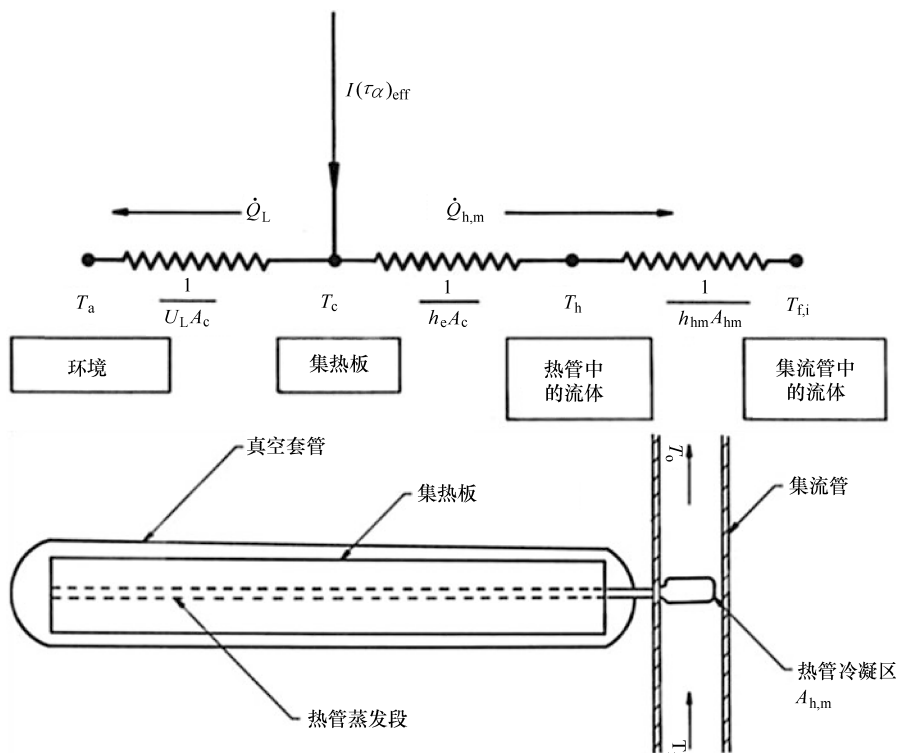


图 5.20 热管式真空管集热器的传热过程

较低（因为吸热器使用了选择性表面）。稳态时太阳能集热板有用热输出的临界参数比如图 5.21 所示。集热器的热损失系数在工作范围内可以认为是常数。因此，热转移因子对效率曲线的形状有很大的影响。

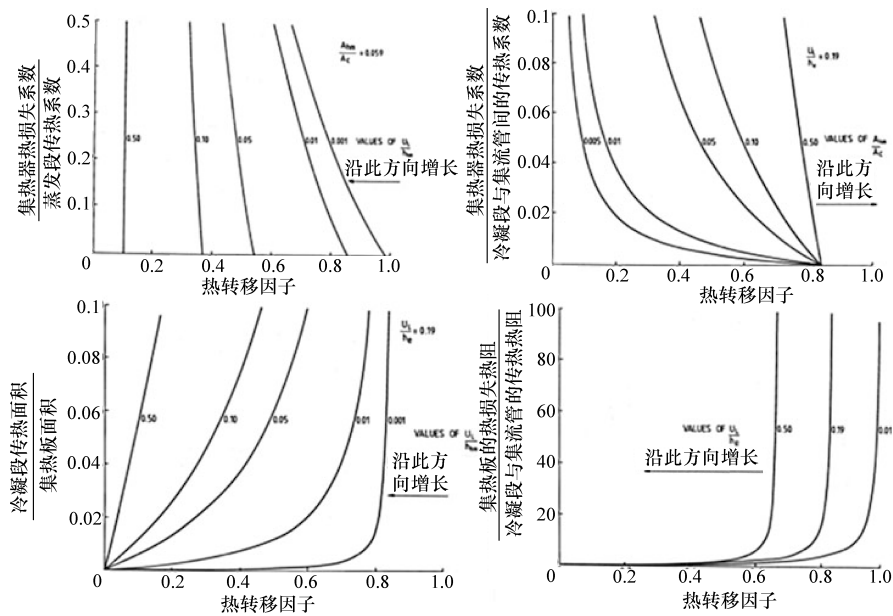


图 5.21 集流管内有效冷凝对热管吸热体性能的影响

注：原书图片不清楚。

热管吸热体的热转移因子取决于从冷凝段向集流管中流体的传热量，并且要保证热管中有足够的流体回流到吸热体中以产生有效的蒸发吸热（Kamminga, 1986），如图 5.20 所示。

在“湿”式真空管中，水在由真空管和储热器组成的热虹吸管中循环。图 5.22 为

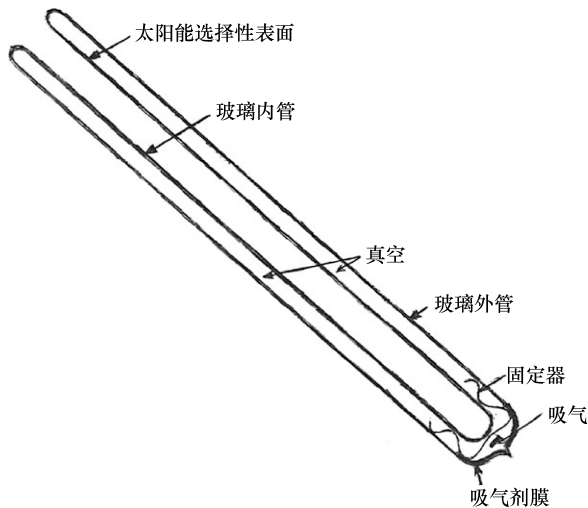


图 5.22 全玻璃真空管集热器

“湿”式真空管集热器截面图。由于“湿”式真空管集热器被直接插到储热器套接口中，因此直流“湿”式真空管集热器避免了闭式“干”式集热器换热器效率的损失，如图 5.23 所示。



图 5.23 直接插在储热水箱中的真空管集热器套接安装

据 2010 年的估计，“湿”式真空管集热器在中国的安装量已超过 1500 万台。虽然各种品牌的集热器已经从中国出口到其他地区，但是国际上这类系统还无法替代紧凑式热虹吸机组，后者由平板集热器的分流管和汇流管构成。

5.5 太阳能集热器的性能测试

在早期的研究中，有很多关于确定和改进太阳能集热器性能测定的方法（例如，Whillier 和 Richards, 1961；Anon, 1977a, b）。测试方法可以用于加热液体和空气的平板型或聚光型集热器。研究也给出了瞬态测试方法（Anon, 1986），即在实际太阳辐射

条件下进行实验测量。在进行集热器稳态或瞬态性能分析时，可以直接获得集热器的 Hottel - Whillier - Bliss 特性（即光学效率和总热损失系数）的集总参数。瞬态测试可以用于太阳能制冷或制热性能测试，并且可以确定其响应函数（Prapas 等，1989）。集热器也要进行耐用性测试。但目前对于这些测试结果与太阳能集热器故障源的相关性研究还相当有限，如图 5.24 所示。

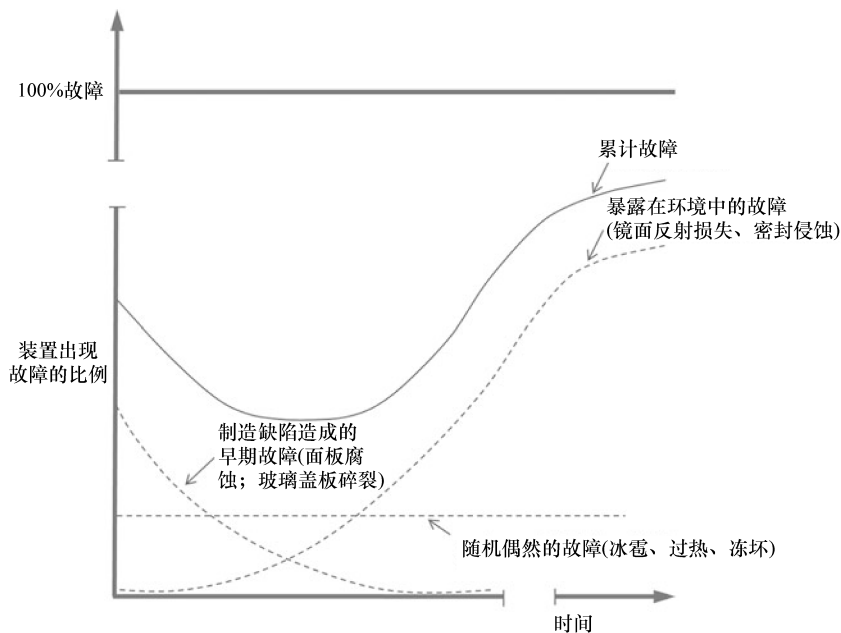


图 5.24 太阳能集热器主要故障模式随时间的变化

5.6 太阳能集热器的建筑一体化

目前，开展太阳能集热器建筑一体化方面的研究十分必要，但即使是在新建建筑中，相关尝试仍很少见。壁挂式集热器偶尔会作为建筑表面构造进行安装，如图 5.25 所示。对于表面式集热器，集热器反射可见光，使其从外观上看是彩色的而不是黑色的。如果选择的可见光谱范围是足够窄的波长段，仍可保持集热器有一定的吸收率（Munari - Probst 和 Roeker，2010；Mertin 等，2011）。

安装在平屋顶上的大规模太阳能集热器设备可以通过设计护墙进行巧妙地遮挡。例如，图 5.26 是中国酒泉一幢酒店建筑的两张图片。从地面看，无法观察到用于供热水的真空管集热器。



图 5.25 瑞典马尔默水平安装的集热器



图 5.26 中国酒泉某建筑屋顶安装的集热器（左图），从地面看被护墙遮住（右图）

参 考 文 献

- Anon (1986) Methods of test for the thermal performance of solar collectors, British Standard 6757. British Standards Institution, London
- Anon (1977a) ASHRAE Standard 94-77. Methods of testing thermal storage devices based on thermal performance. ASHRAE, New York
- Anon (1977b) Methods of testing to determine the thermal performances of solar collectors, ASHRAE Standard 93-77. American Society of Heating, Refrigeration and Air-conditioning Engineers, New York
- Atkinson P (1980) Feedback control theory for engineers. Heinemann Educational Books, London
- Bailey PH, Williamson WF (1965) Some experiments on drying grain by solar radiation. *J Agr Eng Res* 10:191–196
- Budihardjo I, Morrison GL, Behnia M (2007) Natural circulation flow through water-in-glass evacuated tube solar collectors. *Solar Energy* 81:1460–1470
- Chakraverty S, Bansal NK, Garg HP (1987) Transient analysis of a CPC collector with time dependent input. *Solar Energy* 38:179–185
- Close DJ, Yusoff MB (1978) The effect of air leaks on solar air collector performance. *Solar Energy* 20:459–465
- De Ron AJ (1980) Dynamic modelling and verification of a flat-plate solar collector. *Solar Energy* 24:117–128
- Ferguson WE, Bailey PH (1979) Solar air heater for near ambient crop drying; description test methods and 1977 results. The British Society for Research in Agricultural Engineering, Scottish Institute of Agricultural Engineering departmental note, SIN/275
- Gillett WB, Moon JE (1985) Solar collectors- test methods and design guidelines. D. Reidel, Boston, pp 123–130
- Harding GL, Zhiqiang Y (1985a) Thermosiphon circulation in solar water heaters incorporating evacuated tubular collectors and a novel water-in-glass manifold. *Solar Energy* 34:13–18
- Harding GL, Zhiqiang Y (1985b) Heat extraction efficiency of a concentric glass tubular evaluated collector. *Solar Energy* 35:71–79
- Hastings SR (ed) (1998) Solar air systems, built examples. James and James, London
- Hastings SR, Morck O (2000) Solar air systems: a design handbook. Earthscan, London
- Hill JE, Jenkins JP (1977) The application of ASHRAE 93-77 standard to concentrating collectors. In: Proceedings of the US energy research and development administration conference, concentrating solar collectors, Atlanta, pp 1–8
- Hollick PR (1990) Method and apparatus for reheating ventilation air for a building. US patent 4, 899, 728
- Jones GF, Lior N (1978) Isothermal flow distributions in solar collectors and collector manifolds. In: Proceedings of the annual meeting of the American Section of ISES, Denver, pp 362–367
- Kamminga W (1985) The approximate temperatures within a flat- plate solar collector under transient conditions. *Int J Heat Mass Transfer* 28:433–440
- Kamminga W (1986) The testing of an evacuated tubular collector with a heat pipe using the Fourier frequency domain. *Int J Heat Mass Transfer* 29:83–90
- Khatlab HM (2000) Evolution of perforated plate solar air heater. *Int J Solar Energy* 21:46–62
- Kirchhoff RH, Billups M (1976) A two dimensional heat transfer model of a flat plate collector. ASME paper 76-WA/Sol-2
- Klein SA, Duffie JA, Beckman WA (1974) Transient considerations of flat-plate solar collectors. *ASME J Eng Power* 96A:109–113
- Kreider JF, Kreith G (1977) Solar heating and cooling, engineering practical design and economics. McGraw-Hill, New York
- Kuo FF (1966) Network analysis and synthesis, chapters 1 and 7. Wiley, New York

- Kutscher CF, Christiansen CB, Barker GM (1993) Unglazed transpired solar collectors; heat loss theory. *ASME J Solar Energy Eng* 115:12–188
- Leon MA, Kumar SC (2007) Mathematical enabelling and thermal performance analysis of unplugged transpired air collectors. *Solar Energy* 81:62–75
- Li Z, Chen C, Luo H, Zhang Y, Xue Y (2010) All-glass vacuum tube collector heat transfer model used in forced-circulation solar water heating system. *Solar Energy* 84:1413–1421
- Liao AK, Athienitis L, Candonedo L, Park K-W, Poissant Y, Collins M (2007) Numerical and experimental study of heat transfer in a BIPV-thermal system. *ASME J Solar Energy Eng* 129:423–430
- Macedo I, Altemani CAC (1978) Experimental evaluation of natural convection solar air heaters. *Solar Energy* 20:367–369
- Martin S, Le Caër V, Joly M, Scartezzini J-L, Schueler A (2011) Coloured coatings for glazing of active solar thermal facades by reactive magnetron sputtering. In: *Proceedings of the CISBAT, Lausanne*
- Metwally AM, Abou-Ziyan HZ, El-Leathy AM (1997) Performance of advanced corrugated duct solar air collector compared to five conventional designs. *Renew Energy* 10:519–537
- Morrison GL, Budihardjo I, Behnia M (2004) Water-in-glass evacuated tube solar water heater. *Solar Energy* 76:135–140
- Mortimer CE (1986) *Chemistry*, 6th edn. Wadsworth, Belmont
- Motahar S, Alemrajabi AA (2010) An analysis of unglazed transpiral solar collectors based on exergetic performance criteria. *Int J Thermodynamics* 13:153–160
- Munari-Probst MC, Roeker C (2010) Architectural integration of solar thermal systems. *Detail* 1, 10, pp. 42–45
- Njomo D, Daguenet M (2006) Sensitivity analysis of thermal performances of flat plate solar air heaters. *Heat Mass Transfer* 42:1065–1081
- Prapas DE, Norton B, Milonidis E, Probert SD (1988a) Response function for solar-energy collectors. *Solar Energy* 40:371–383
- Prapas DE, Norton B, Probert SD (1988b) Variations of the effective thermal capacitance in a solar-energy collector. *Int J Ambient Energy* 8:59–72
- Prapas DE, Norton B, Probert SD (1989) Transient performance testing of a parabolic trough concentrating solar energy collect. *Proc Inst Mech Eng* 203:21–29
- Rogers BA (1980) Transient testing of collectors. In: *Proceedings UK_ISES conferences, solar energy codes of practice and test procedures*, London, pp 45–55
- Shah J, Furbo S (2007) Theoretical flow investigations of an all glass evacuated tubular collector. *Solar Energy* 81:822–828
- Shitzer A, Kalmanoviz D, Zvirin Y, Grossman G (1979) Experiments with a flat-plate solar water heating system in thermosyphonic flow. *Solar Energy* 22:27–36
- Simon FF (1975) Flat-plate solar-collector performance evaluation with a solar simulator as a basis for collector selection and performance prediction. *NASA Report No TMX-71793*, also presented at the ISES meeting, Los Angeles, 29 July–3 Aug 1975
- Sodha MS, Bansal NK, Kumar K, Bansal PK, Malik MAS (1987) *Solar crop drying*. CRC Press, Florida
- Tabassau SA, Norton B, Probert JD (1988) Heat removed from a solar energy collector with a heat pip absorber. *Solar Wind Technol* 5:141–145
- Tsililingiris PT (2000) Heat transfer analysis of low thermal conductivity solar energy absorbers. *Appl Therm Eng* 20:1297–1314
- Wang LT, Weide L, Zhai Z (1987) Experimental study on the flow pattern inside the horizontally disposed all glass evacuated solar collector with visual technique. *Acta Energiæ Solaris Sinica* 8:177–184
- Wang, LT, Weide, L, Zhai, Z (1989) Experimental study on the natural convective heat transfer in horizontally disposed all glass evacuated solar collector tube. *Acta Energiæ Solaris Sinica* 10:176–185

- Weinberger H (1964) The physics of the solar pond. *Solar Energy* 8:45–56
- Whillier A, Richards S (1961) A standard test for solar- energy water heaters. In: Proceedings of the U.N. conference on new sources of energy, paper S/97, Rome
- Window B (1983) Heat extraction from single ended glass absorber tubes. *Solar Energy* 31:159–166
- Window B, Harding GL (1983) Buoyancy effects and the manifolding of single ended absorber tubes. *Solar Energy* 31:53–157
- Yildiz C, Togrul IT, Sassilmaz C, Pehlivan D (2002) Thermal efficiency of an air solar collector with extended absorption surface and increased convection. *Int Commun Heat Mass Transf* 29:831–840
- Zhiqiang Y, Harding GL (1984) Optical properties of dc reactively sputtered thin films. *Thin Solid Films* 120:81–108
- Zriken Z, Bilgen E (1987) Theoretical study of Trombe-Michel wall solar collector system. *Solar Energy* 39:409–419

光伏装置的热利用与热管理

6.1 概述

光伏－光热（PV/T）复合装置就是将其热量加以利用的光伏板。

PV/T 集热器的三个特点是：

1) 通过降低单晶硅和多晶硅光伏电池的运行温度，提高光伏发电效率，温度降低 1℃ 其效率可提高约 0.5%。

2) 太阳能可以同时转化为电能和热能（Van Helden 等，2004）。光伏模组吸收 80% 的入射太阳辐射，通常仅将其中的 15% ~ 20% 转换为电能，其余部分以热能的形式散失。

3) 通常将光伏和光热系统组合成单个系统单元，可以更好地使用安装太阳能装置的屋顶面积。

在平板 PV/T 集热器中，采用空气或水进行排热。已经实现了采用流体（如空气和水）（Royne 等，2003；Saki 等，1996；Du 等，2012；Teo 等，2011）或热管（Anderson 等，2008）进行聚光型光伏系统的排热。PV/T 集热器和光伏热管理系统的区别在于后者仅寻求光伏输出最大化。光伏热管理系统收集太阳能热量，但会将其散发到环境冷源中。如果要利用光伏热管理系统中的热量，其过程与太阳辐射可能是不同步的，如图 6.1 所示。

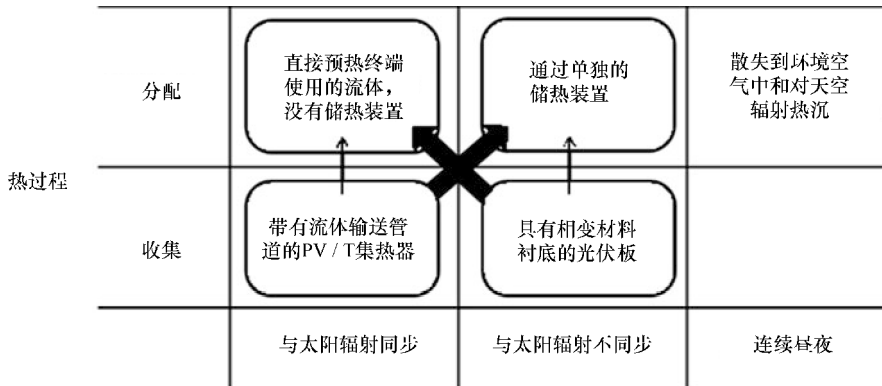


图 6.1 PV/T 和 PV/PCM 太阳能集热器及相关的储热系统的区别

6.2 PV/T 热水集热器

PV/T 热水集热器 (Ji 等, 2006) 在强制泵送和热虹吸太阳能热水器中的应用研究一直在进行 (Chow 等, 2008; Soulites 等, 2011)。

一个 2m^2 的家用太阳能热水器与一组光伏电池集成时, 能产生大量的有用电能 (Garg 和 Agarwal, 1995; Garg 等, 1991)。在 PV/T 热水集热器中, 光伏模块代替了集热器吸热板 (Cox 和 Raghuraman, 1985)。PV/T 集热器的理论分析可以采用修正的 Hottel - Whillier - Bliss 方程 (Florschuetz, 1979)。替代的热能和电能的费用以及 PV/T 集热器本身的成本, 会对 PV/T 集热器的经济可行性产生影响, 特别是对于热水系统 (Andrews, 1981)。有研究者已建立了计算 PV/T 系统热效率和电效率的算法 (Bergene 和 Lovvik, 1995)。他们建议, 许多系统可应用于家用热水的预热器。对于使用多晶硅和非晶硅光伏电池的 PV/T 热水集热器, Tripanagnostopoulos 等 (2002) 发现冷却可使光伏电池效率提升约 10%。水冷比空冷的效果好, 这是因为空气加热器中的玻璃盖板虽然可改善热性能, 但会降低电效率。

热虹吸系统可用于循环 PV/T 集热器中的冷却水, He 等 (2006) 发现这种系统的综合效率约为 50%, 其中热效率约占 40%。尽管与传统的热虹吸太阳能热水器相比, 其产生的热水量较少, 但由于可生产电力, 整体的能源产量更大。由于集热器底部的热虹吸管的进水和光伏电池之间存在更大的温度梯度, 所以将光伏电池安装在集热器底部可以提高电效率和热效率 (Chow 等, 2006)。Ji 等 (2006) 和 Chow 等 (2007) 都测试了与建筑墙体集成的 PV/T 系统的整体性能, Anderson 和 Duke (2007) 提出了一种新型集热器, 将光伏电池与铝或镀层钢板金属屋面结合在一起, 如图 6.2 所示。

在地中海环境中, PV/T 系统的工业应用在经济上具有可行性 (Kalogirou 和 Tripanagnostopoulos, 2007)。基于非晶硅技术的 PV/T 系统虽然电效率较低, 但是投资回收期短。

使用聚光比为 11 的线性菲涅耳反射式聚光器的 PV/T 系统, 空载时可获得约 60% 的最大热效率 (Rosell 等, 2005)。已经有几种将 PV/T 模块安装于反射器焦点处的 CPC 反射器设计 (Brogren 等, 2001)。当聚光比为 37 时, 可获得约 69% 的最大综合效率 (Coventry, 2005)。虽然该系统的热效率较低, 但由于其加热面积小, 热损失也小。聚光器形状缺陷导致的光照不均匀现象会对电性能产生不利影响。使用小规模抛物型碟式聚光器的 PV/T 系统能提供足够高的温度以驱动吸收式制冷系统 (Kribus 等, 2006)。

Garg 和 Adhikari (1999) 阐述了使用几个截断型的 CPC 反射器在单个 PV/T 模块中进行空气加热的情况, 其聚光比为 3。类似的系统 (Othman 等, 2005) 利用背部具有翅片面的双通道结构来改善在光伏模组背面上的传热。

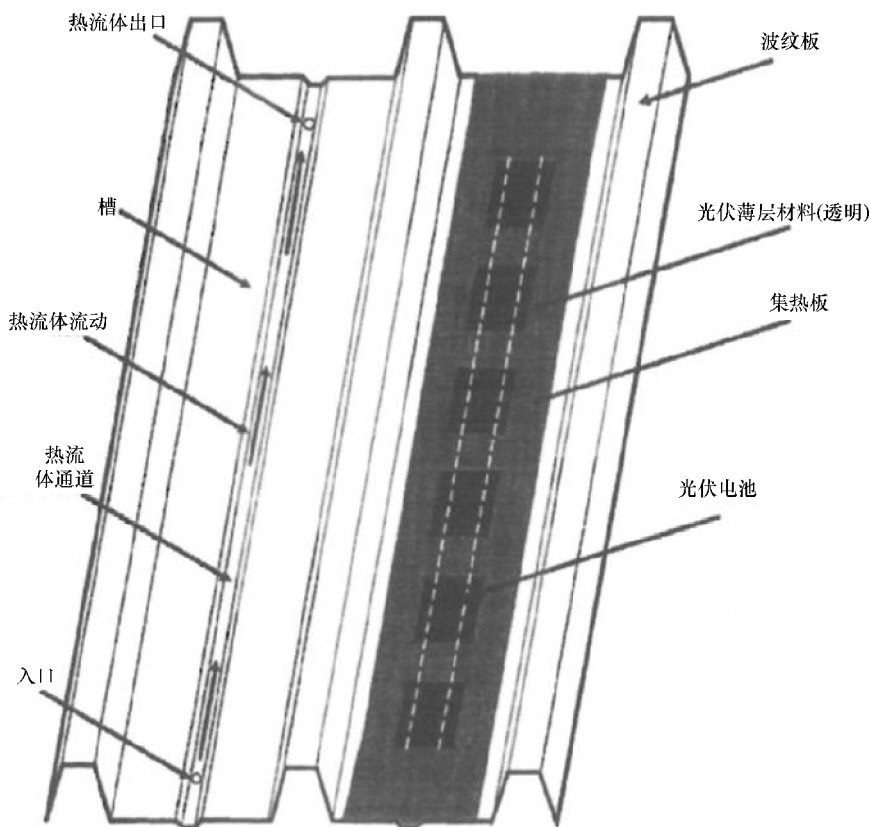


图 6.2 PV/T 屋顶系统 (Anderson 和 Duke, 2007)

6.3 PV/T 空气加热器

对于 PV/T 空气加热器 (Bhargava 等, 1991), 空气在光伏模组背面的气室中循环 (Brinkworth 等, 1997)。PV/T 空气加热器和玻璃盖板之间可以形成第二空气间隙, 从而使集热板吸收的热量用于加热 PV/T 空气加热器中的空气。当空气在模组的下表面和绝缘层之间以及在模组的上表面和玻璃盖板之间流过时 (Hegazy, 2000), 可以同时提高电性能和热性能。没有玻璃盖板的 PV/T 空气加热器的最大热效率为 38%。若增加玻璃盖板或静态反射器 (具有大约 1.3 的聚光比), 则热效率可增加到大约 60% (Tripanagnostopoulos 等, 2002)。通过同时增加玻璃盖板和反射器, 系统热效率可增加到 75% ,

然而光学损耗的增加会导致电效率降低。在光伏模组的背面添加翅片可改善 PV/T 系统的电效率和热效率,这如同在光伏模组下面的空气通道中增加一层薄的金属片 (Tonui 和 Tripanagnotopoulos, 2007a, b)。

6.4 光伏热管理

运行温度升高会降低硅光伏器件的光电转化效率 (Weakliem 和 Redfield, 1979)。使用空气或水强制冷却会增加泵送和系统维护的相关成本,尽管当所获得的热能用于建筑时可以部分补偿这些成本。最常见的被动式散热方法是在光伏板背面布置冷却水管道或光伏安装结构能产生由自然对流或风诱导的沿光伏板背面的空气流动。由于风向和风压的不确定性,后一种方法具有一定局限性。

当太阳辐照度为 $750\text{W}/\text{m}^2$ 且环境温度为 23°C 时,光伏电池温度可升至 45°C 以上 (Huang 等, 2006)。当平均环境温度高于 23°C 且太阳辐照度高于 $400\text{W}/\text{m}^2$ 时,常规的空气冷却装置就不足以维持良好的光伏性能。聚光型光伏系统除具有上述局限性外,还有额外冷却要求。

相变材料 (PCM) 在相变过程中会在一定温度范围内吸收/释放大量的热量。它可以有效用于储热和系统的热管理,还可用于电子设备的主动和被动冷却。相变材料用于储热时的容量和温度控制取决于其性质、传热形式和系统结构。各种相变材料的性质、增强传热的方法、储热设施的结构设计等作为太阳能主动和被动式采暖系统、储热系统和建筑应用中的一部分,已成为近期研究的重要课题 (Kenisarin 和 Mahkamov, 2007; Agyenim 等, 2010)。石蜡和固体石蜡无毒且和绝大多数材料不发生化学反应,不会对健康或环境造成影响。但是,石蜡和固体石蜡的导热系数低 (约 $0.2\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$),存在的杂质会使其在一定温度范围内形成非均相成核,这些都成为其作为储热材料重要的技术障碍。低导热系数常常使其储热水平在可接受的时间段内低于预期值。

对于 PV/PCM 系统,在相变材料中增设金属翅片结构以被动地限制光伏一体化建筑 (BIPV) 温度的升高,这方面的研究已经得到开展。Huang 等 (2004, 2006) 利用实验和数值模拟的方法对该系统与传统的空气冷却系统进行比较。目前已经发现,使用具有金属翅片的相变材料 “RT27” 可以有效限制 PV/PCM 系统中光伏板温度的上升。为了对系统进行优化,需要详细研究翅片对系统内部自然对流的影响。Venkatesana 等 (2005) 模拟了沉积在内管壁上的石蜡晶体结构,发现石蜡的结晶受剪切率和冷却率的共同影响。Lukman 等 (2008) 发现随着蜡含量的增加,振荡运动的引入不仅促进了沉积,而且加速了晶体生长,实现完全沉积。Huang 等 (2011) 通过实验评估了光伏板温度调节时 PV/PCM 系统内对流和结晶偏析对传热效率的影响,并且研究了不同内翅片排布下带结晶偏析的相变材料热性能。系统中所采用的热管理方法取决于系统投资成本和主导的太阳辐照度,如图 6.3 所示。

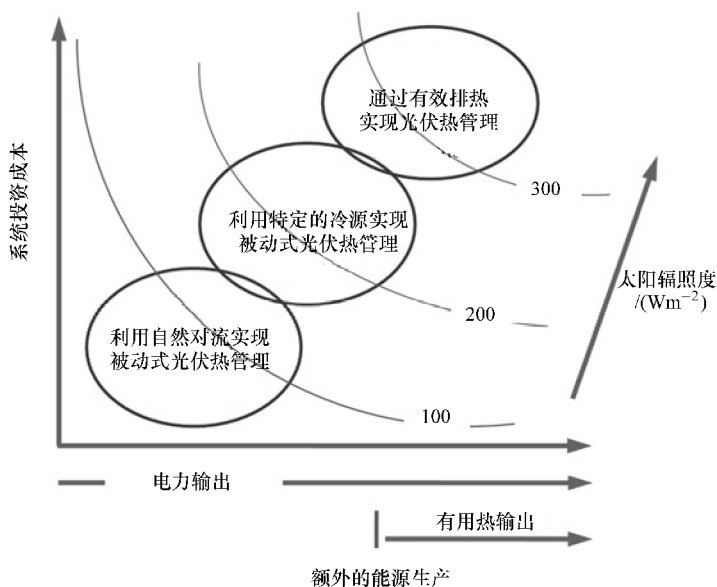


图 6.3 不同技术用于光伏热管理的指标

参 考 文 献

- Agyenim F, Hewett N, Eames P, Smyth M (2010) A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS). *Renew Sustain Energy Rev* 14:615–628
- Anderson TN, Duke M (2007) Analysis of a photovoltaic/thermal solar collector for building integration. In: *Proceedings of the SB07, New Zealand sustainable building conference*, Auckland
- Anderson WG, Dussinger PM, Saraff DB (2008) Heat pipe cooling of concentrating photovoltaic cells. In: *Proceedings of the 53rd IEEE photovoltaic specialists conference*, pp. 1–6
- Andrews JW (1981) Evaluation of flat-plate photovoltaic/thermal hybrid systems for solar energy utilization, U.S. Department of Energy, Report no BNL-51435
- Bergene T, Lovvik OM (1995) Model calculations on a flat-plate solar heat collector with integrated solar cells. *Solar Energy* 55:453–462
- Bhargava AK, Garg HP, Agarwal RK (1991) Study of hybrid solar system-solar air heater combined with solar cell. *Energy Convers Manage* 31(5):471–479
- Brinkworth BJ, Cross BM, Marshall RH, Hongxing Y (1997) Thermal regulation of photovoltaic cladding. *Solar Energy* 61:169–178
- Brogren M, Nostell P, Karlsson B (2001) Optical efficiency of a PV-thermal hybrid CPC module for high latitudes. *Solar Energy* 69:173–185
- Chow TT, He W, Ji J (2006) Hybrid photovoltaic-thermosyphon water heating system for residential applications. *Solar Energy* 80:298–306
- Chow TT, He W, Ji J (2007) An experimental study of façade-integrated photovoltaic/water-heating system. *Appl Therm Eng* 27:37–45

- Chow T-T, He W, Ji J (2008) Hybrid photovoltaic-thermosyphon water heating system for residential application. *Solar Energy* 80:298–306
- Coventry JS (2005) Performance of a concentrating photovoltaic/thermal solar collector. *Solar Energy* 78:211–222
- Cox CH, Raghuraman P (1985) Design consideration for flat-plate photovoltaic thermal collectors. *J Solar Energy* 35:227–241
- Du B, Hu E, Kolle M (2012) Performance analysis of water cooled convertrated photovoltaic (CCPV) system. *Renew Sustain Energy Rev* 16:6732–6736
- Florschuetz LW (1979) Extensive of the Hottel-Whillier model to the analysis of combined photovoltaic/thermal flat plat collectors. *Solar Energy* 22:361–366
- Garg HP, Adhikari RS (1999) Performance analysis of a hybrid photovoltaic/thermal (PV/T) collector and integrated CPC troughs. *Int J Energy Res* 23:1295–1304
- Garg HP, Agarwal RK (1995) Some aspects of a PV/T collector/forced circulation flat plate solar water heater with solar cells. *Energy Convers Manage* 36:87–99
- Garg HP, Agarwal PK, Bhargava AK (1991) The effect of plane booster reflectors on the performance of a solar air heater with solar cells suitable for a solar dryer. *Energy Convers Manage* 32:543–554
- He W, Chow TT, Lu J, Pei G, Chan L (2006) Hybrid photovoltaic and thermal solar-collector designed for natural circulation of water. *Applied Energy* 83:199–210
- Hegazy AA (2000) Comparative study of the performances of four photovoltaic/thermal solar air collectors. *Energy Convers Manage* 41:861–881
- Huang MJ, Eames PC, Norton B (2004) Thermal regulation of building-integrated photovoltaics using phase change materials. *Int J Heat Mars Transfer* 47:2715–2733
- Huang MJ, Eames PC, Norton B (2006) Experimental performance of phase change materials for limiting temperature rise in building integrated photovoltaics. *Solar Energy* 80:1121–1130
- Huang MJ, Eames PC, Norton B, Hewitt NJ (2011) Natural convection in an internally formed phase change material heat sink for the thermal management of photovoltaics. *Solar Energy Mater Solar Cells* 95:1398–1603
- Ji J, Hun J, Chow T-T, Yi H, Lu J, He W, Sun W (2006) Effect of fluid flow and packing factor on energy performance of wall-mounted hybrid photovoltaic/water heating collector system. *Energy Build* 38:1380–1387
- Kalogirou SA, Tripanagnostopoulos Y (2007) Industrial application of PV/T solar energy systems. *Appl Therm Eng* 1259–1270
- Kenisarin M, Mahkamov K (2007) Solar energy storage using phase change materials. *Renew Sustain Energy Rev* 11:1913–1965
- Kribus A, Kaftori D, Mittelman G, Hirshfeld A, Flitsanov Y, Dayan A (2006) A miniature concentrating photovoltaic and thermal system. *Energ Convers Manage* 47:3582–3590
- Lukman I, Westncott RE, Xiongwei N (2008) On the effect of wax content on paraffin wax deposition in a batch oscillating baffled tube apparatus. *Chem Eng J* 137:205–213
- Othman MYH, Yatin B, Sopian K, Bakar MNA (2005) Performance analysis of a double-pass photovoltaic/thermal (PV/T) solar collector with CPC and fins. *Renew Energy* 30:2005–2017
- Rosell JJ, Vallendu X, Lechon MA, Ibanez M (2005) Design and simulation of a low concentrating photovoltaic/thermal system. *Energy Convers Manage* 46:3034–3046
- Royne A, Dey CJ, Mills DR (2003) Cooling of photovoltaic cells under concentrated; illumination; a critical review. *Solar Energy Mater Solar Cells* 86:451–481
- Saki G, Arboiro JC, Lugwe A (1996) The EUCLIDES prototype; an efficient parabolic trough for PV concentration. In: *Proceedings of the 25th IEEE photovoltaics specialists conference*, pp 1207–1210
- Soulites M, Quinlan P, Tripanagnostopoulos Y, Smyth M, Zacharopoulos A, Ramirez U, Yianoulis P (2011) Heat retaining integrated collector storage solar water heater with asymmetric CPC reflector. *Solar Energy* 85:2474–2487
- Teo HG, Lee PS, Hawlader MNA (2011) An active cooling system for photovoltaic module. *Appl Energy* 90:309–315

- Tripagnostopoulos Y, Nousia T, Souliotis M, Yianoulis P (2002) Hybrid photovoltaic/thermal solar systems. *Solar Energy* 72:217–234
- Van Helden WGJ, van Zolingen RJC, Zondag HA (2004) PV thermal systems: PV panels supplying renewable electricity and heat, progress in photovoltaics. *Res Appl* 12:415–426
- Venkatesana R, Magarajanb NR, Pasoa K, Yic YB, Sastrye AM, Foglera HS (2005) The strength of paraffin gels formed under static and flow conditions. *Chem Eng Sci* 60:3587–3598
- Weakliem HA, Redfield D (1979) Temperature dependence of the optical properties of silicon. *J Appl Phys* 50:1491–1493

太阳能热发电和工业热利用

7.1 概述

获得高温热能需要集热器、吸热器和传热流体，如果要以此产生电力，则需增加发动机。反射器材料需要在常年恶劣的环境中依然保持高镜面反射率。当运行温度高于 400℃ 时，需要通过物理气相沉积法制备专门的高温选择性多金属陶瓷涂层（Kennedy 和 Price，2006）。中温应用的选择性涂层，例如掺入金属颗粒的陶瓷基体和金属 - 介电金属陶瓷复合材料，在高温运行下会变得不稳定。

聚集的太阳辐射能将流体加热到高温状态，可以用于驱动发动机发电，或者直接用于工业或热化学过程。对于这两种应用，储热在技术上和经济上都具有可行性。图 7.1 中显示了一些组合形式。

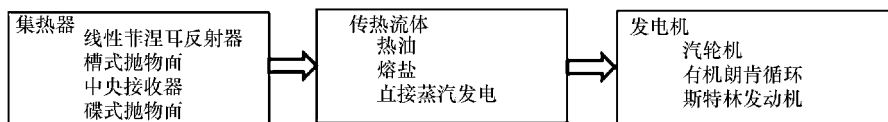


图 7.1 太阳能热发电系统的基本部件选项

在高聚集的太阳能下，可以通过赛贝克热电效应装置将光热转化为电能。当大气质量为 1.5、辐射强度为 1000 Wm^{-2} 时，已经可以实现热发电，其效率为 4.6%（Kraemer 等，2011）。

太阳能热发电技术一般是指通过聚光型集热器将太阳辐射聚集到吸热器表面并将载热流体加热到高温的发电系统。太阳跟踪模式如图 7.2 所示，塔式系统的定日镜和抛物型碟式系统可以实现太阳的全跟踪。抛物型槽式和线性菲涅尔透镜系统通常采用 E - W 极轴跟踪模式。

以聚集的太阳辐射作为高温热源来驱动吸热型化学反应是热化学制氢的基础（Seinfeld，2005；Rodat 等，2009）。大规模的太阳能聚光集热主要基于使用抛物型反射器的三种光学结构，即槽式、塔式和碟式系统。在高聚光比下，小面积的吸热器可减小热损失，使接收器产生高温。

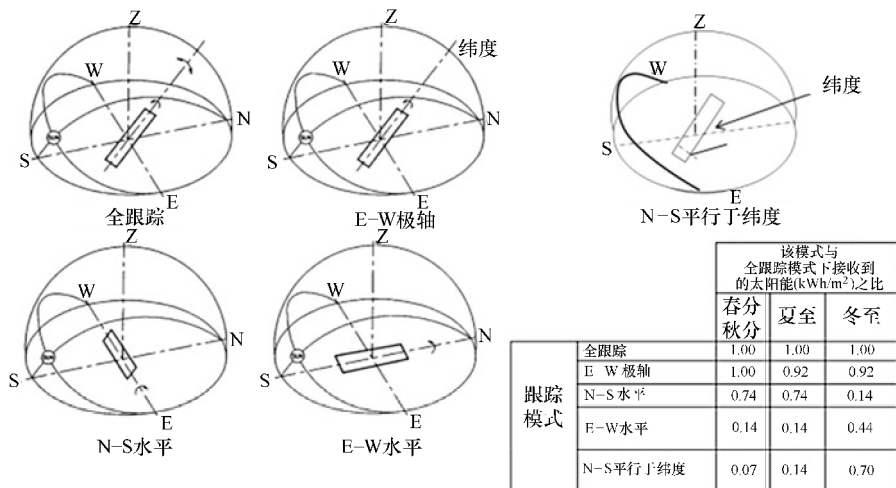


图 7.2 太阳跟踪模式

热流体通过管道系统和沸腾系统产生蒸汽以向汽轮机提供动力。有研究表明抛物型槽式发电厂采用合成油作为传热流体，并采用混凝土来储存显热，是一种采用石墨基进行储热的高温显热储存系统。太阳能热化学过程是通过聚集、吸收太阳辐射驱动吸热型化学反应，从而将太阳能转换成化学能。聚集的太阳辐射可作为高温热反应的热源，以驱动化学反应产生可储存的燃料。太阳能还可以用于驱动太阳能化学反应器中的可逆反应。运送到能源使用地的燃料，可以通过可逆的放热反应释放其储存的能量。

太阳能驱动型热机的第一个专利授予了 Mouchout (1869, 1879)，该专利是通过玻璃封装的铁球，由双轴太阳跟踪反射镜传输聚集的太阳辐射能用于加热水，以驱动蒸汽发动机。Adams (1878) 开发了一种改进型的反射镜阵列。从 1868 年到 1889 年，Ericsson (1868, 1884)、Church (1907) 开发了太阳能驱动的蒸汽机，首次使用抛物型槽式集热器。Tellier (1889) 设计了第一个采用平板集热器驱动的太阳能热机，使用加压液氨作为工质驱动水泵。与之形成鲜明对比的是，直径为 10m 且包含 1788 个单独的反射镜的圆锥形碟式反射器，将太阳能聚集到接收器上以产生蒸汽，用于驱动灌溉水泵 (Eneas, 1901)；研究证明大型反射器的结构不足以抵御强风和冰雹。Shuman 和 Boys (1917) 使用抛物型槽式太阳跟踪系统将太阳辐射聚集在被玻璃封装的吸热管上，用于驱动蒸汽机 (Shuman, 1911)。1912 年，它被用来为埃及开罗附近的灌溉站供电。抛物型槽式太阳能发电厂使用大规模抛物型槽式集热器，在白天跟踪太阳，并将太阳辐射聚集到位于焦点处的吸热管上。在大多数系统中，传热流体通过接收器并被加热到产生蒸汽所需的温度，以驱动常规的朗肯循环蒸汽发电机组。

7.2 槽式系统

抛物型槽式反射器将太阳能聚集到接收器管内，传热流体在其中循环，如图 7.3 所示。工质（通常为特用油）被加热至约 400°C 后，通过换热器产生过热蒸汽。蒸汽在汽轮机发电机中被转换成电能，后者可以集成到蒸汽和燃气轮机联合循环中。



图 7.3 槽式聚光器

固定镜像跟踪吸热器系统采用分段或抛物型反射器，如图 7.4 所示。当平均光学效率约为 60% 时，可获得高达 50 的聚光比（Pujol 等，2011）。



图 7.4 跟踪吸热器固定反射系统（Pujol 等，2011）

7.3 菲涅尔反射系统

线性菲涅尔太阳能聚光器可以将太阳光反射到固定的接收器上，聚光器为由条状菲

涅尔镜构成的平面阵列，如图 7.5 所示。其工作温度范围为 $100 \sim 400^{\circ}\text{C}$ 。

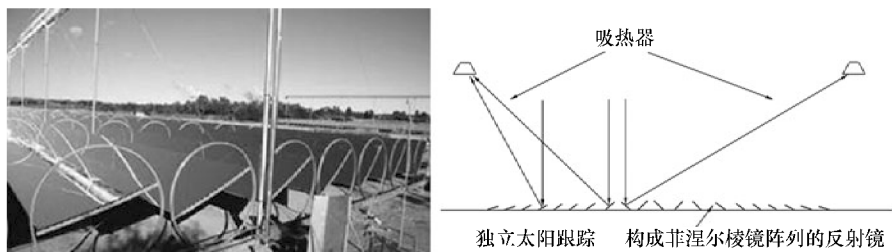


图 7.5 紧凑式线性菲涅尔反射系统

在线性菲涅尔反射器中，单轴跟踪的条状反射镜阵列将太阳辐射聚集到线性接收器上。线性菲涅尔反射系统的初投资相对较低，因为其通过简单的跟踪系统驱动廉价的平面镜，并且在相邻的吸热器间形成镜带使得占地面积得到有效利用。固定的吸热器管道设计避免了对柔性高压接头或热膨胀波纹管的需求。由于条状反射器安装在地面，反射器上的风载荷低，每个吸热管的反射器宽度可能是抛物面槽式的 3 倍。当反射器用于直接蒸汽发电时，可不需要换热器。与抛物面槽式反射系统相比，线性菲涅尔反射系统的缺点是效率较低，其必须通过降低太阳能镜场投资成本来补偿。该系统可以通过集热器的规模经济和设计优化来降低投资成本，还可以通过降低操作和维护成本来节省开支。

7.4 塔式系统

塔式太阳能发电系统主要由跟踪太阳的定日镜场构成，将太阳辐射直接反射到位于高塔顶部的接收器上，如图 7.6 所示。接收器中的熔盐被加热后作为传热流体用于产生蒸汽，推动汽轮发电机进行发电。抛物型槽式和塔式太阳能发电系统均具有一定的经济规模，与其结合的发电机最小经济容量通常在 50MW 以上。

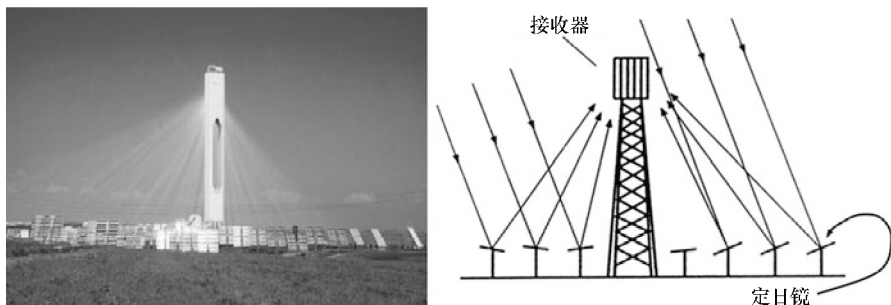


图 7.6 西班牙塞维利亚附近 11MW 的 PS-10 定日镜和中心接收器系统

每个定日镜由带有驱动电动机、控制器以及反射器的跟踪单元组成。定日镜使用双轴跟踪，可以连续调整。由大型独立跟踪的定日镜构成的圆形或半圆形阵列，将太阳光聚集到中心接收塔上，如图 7.7 所示。

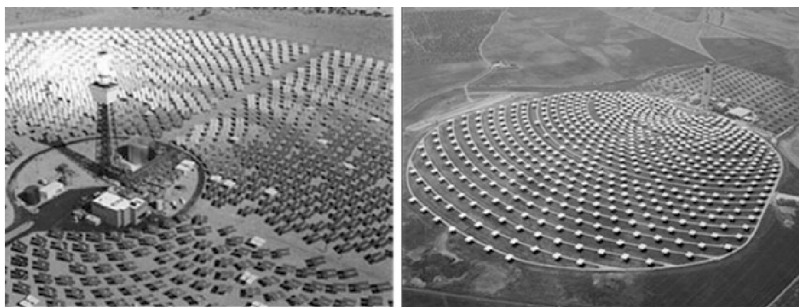


图 7.7 大型定日镜阵列

水、蒸汽、熔盐、液体钠和空气都可用作中间传热流体。当聚光比超过 500 时,接收塔分别为蒸汽循环和燃气轮机输送 500°C 以上和 1000°C 以上的高温热能。20 世纪 80 年代,加利福尼亚州的“太阳能 1 号”和“太阳能 2 号”设施展现了现代中心接收器技术。“PS-10”——西班牙塞维利亚附近的 11MW 中心接收器系统于 2007 年开始运行。“Solar Tres”的定日镜场是一个容量为 17MW 的蒸汽发生中央接收器系统,其规模是“太阳能 2 号”的 3 倍,包含 2493 块 96m^2 玻璃-金属定日镜。这样一个 600MWh、6250t 的熔融硝酸盐储热系统可提供 16h 的供热量。

7.5 碟式系统

抛物型碟式集热器将太阳辐射聚集到吸热器上,如图 7.8 所示。后者可以是斯特林发动机,空气在其中被加热并从发动机的热室转移到冷室,利用工质的流动进行发电。

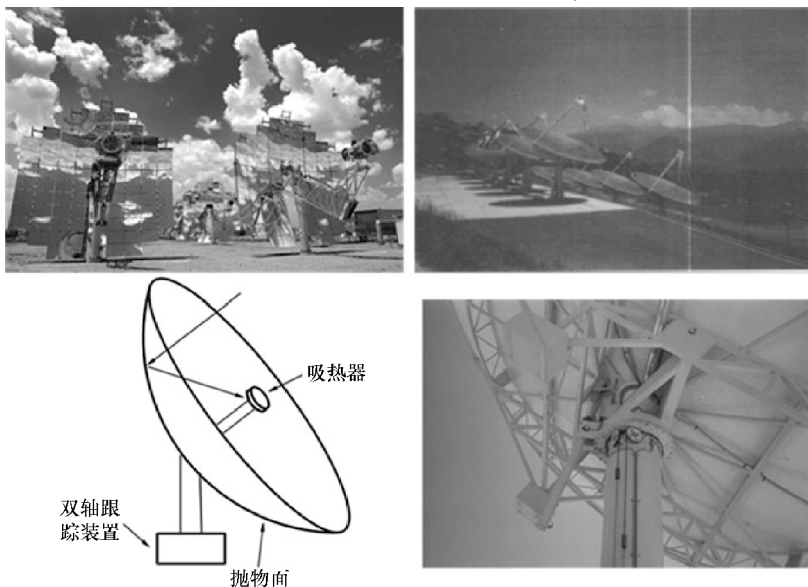


图 7.8 抛物型碟式反射器示意图和照片

由于碟式抛物面反射镜面总是对准太阳位置，它们以最高的光学效率工作。其光学效率明显高于具有余弦损失的槽式、线性菲涅尔式和塔式吸热器。

抛物型碟式太阳能系统通常由可将太阳能聚焦到接收器上的镜面组成，如图 7.9 所示。加热的工质（例如氢气）用于驱动热机，通常是斯特林发动机。

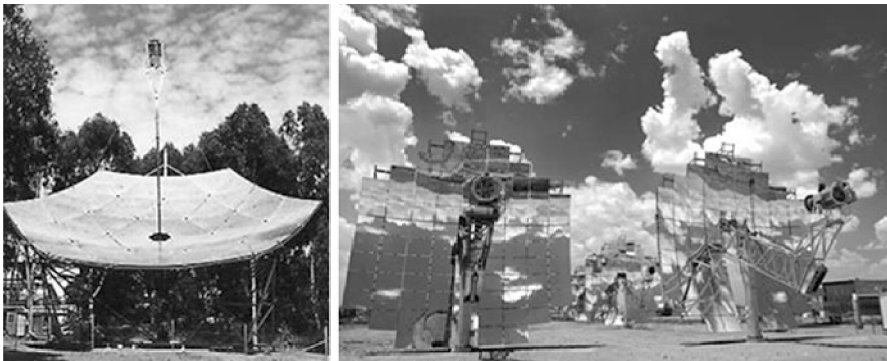


图 7.9 由分散镜片制成的抛物型碟式反射器

7.6 聚光型太阳能热发电系统的特点

太阳能热发电的运行条件：

- 1) 太阳直射辐射充足以实现独立发电；
- 2) 可以很好地与常规的热力循环和发电设备集成，作为太阳能辅助系统为现有发电厂提供蒸汽；
- 3) 与储热系统或燃气混合燃烧系统结合时，作为可调度电力，能够实现日照和夏季空调用电负荷的良好匹配。

可通过以下途径持续改善经济性能：

- 1) 通过扩大电厂容量形成规模经济以降低运行成本，因为集热器和整套系统是使用现有生产工艺和易获得的材料来制造的；
- 2) 开发经济可行的储热器；
- 3) 太阳能热发电站的选址宜靠近气源或燃气管道，以利用燃气作为燃料（见表 7.1）。

表 7.1 太阳能热电转化

	槽式	塔式	碟式
一般功率/MW	30 ~ 320	10 ~ 200	5 ~ 25
运行温度/℃	390	560	750
年容量因子（%）	23 ~ 50	20 ~ 77	25
最大效率（%）	20	23	29
年净效率（%）	11 ~ 16	7 ~ 20	12 ~ 25

目前所有的实际系统均使用热机将太阳能转换为电力。当然还有另外两种方法：

1) 热光伏：利用太阳光子加热中等太阳能选择吸热器，其再发射能量以匹配热光伏 (TPV) 电池的带隙光子。TPV 电池的最大理论效率为 85.4%，其制造类似于无限多结电池，但比后者的制造过程更简单 (Morti 和 Luque, 2003)。该技术的主要障碍是缺乏 10nm 厚的高效选择性表面 (Bitnar 等, 2002; Fleming 等, 2002)。若使用这种材料，装置效率将接近 30%。

2) 热电：电压由材料的温度差产生。尽管开展了关于新型纳米材料的研究 (Chen, 2001; Chiritescu 等, 2007)，但实际应用材料的“塞贝克效应” (Goldsmid, 1960) 仍很小。

7.7 非对流太阳池

在非对流太阳池中，一部分入射光被吸收并转化为热，该热量存储在池的下部区域。因此，太阳池既是太阳能集热器，也是储热器。

运行的具有盐度梯度的非对流太阳池由三个区域组成，如图 7.10 所示。

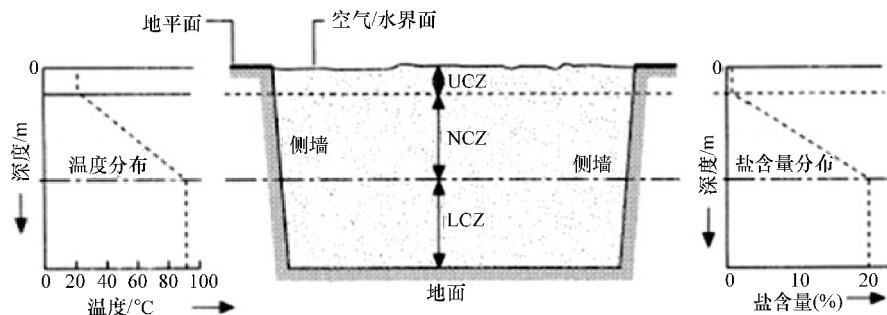


图 7.10 非对流太阳池的分区

1) 高对流区 (UCZ)，温度接近环境温度，盐度低且几乎恒定。UCZ 厚度通常为 0.3m，是蒸发、风诱导混合和表面波浪的共同作用结果。通过使用抑制波浪的表面网和在池塘附近放置防风装置，可尽可能减小其厚度。

2) 非对流区 (NCZ)，其中盐度和温度随深度的增加而增加。NCZ 中纵向的盐度梯度可抑制对流，从而产生保温效果。温度梯度是由于池塘底部吸收太阳辐射而形成的。

3) 低对流区 (LCZ)，在高温下盐度几乎恒定且相对较高（质量分数通常为 20%）。热量储存在 LCZ 中，可全年连续供应能量。随着深度的增加，热容量增大而温度的年变化率会减小。然而，深度的增加使得初始投资增大并且会使太阳池需要更长的启动时间。

有盐度梯度的湖泊自然地表现出温度随深度增加而升高的现象。例如, 特兰西瓦尼亚 (Transylvania) 的 Medve 湖 (Nielsen, 1975) 在几米深处含有几乎饱和的 NaCl 溶液, 其表面覆盖有一层淡水。夏季结束时, 深度为 1.32m 处的最高温度超过 60℃; 早春时最低温度约为 26℃。美国华盛顿州中北部的 Orville 附近有一个类似的湖 (Anderson, 1958), 其中的盐主要是硫酸镁。1955 年 7 月, 深度为 2m 处的温度约为 50℃, 而湖水表面温度却低于 26℃。南极的 Vanda 湖是另一个天然例子, 利用盐-水的密度梯度可以收集和储存太阳能 (Wilson 和 Wellman, 1962)。尽管年平均气温约为 -20℃, 但该湖的底部 (67m 深处) 温度保持在 25℃。其他天然太阳湖, 包括委内瑞拉的 Los Reques 湖 (Huder 和 Sonnefeld, 1974)、乌干达西部的 Magege 湖 (Melack 和 Kilham, 1972)、美国加利福尼亚州的 Castle 湖 (Bachmann 和 Goldman, 1965) 和西奈半岛的东海岸红海附近的一个湖, 其温度可从表面的 16℃ 增加到 1.5m 深处的 40℃ (Por, 1968)。

太阳池中热物理现象的第一个理论分析 (Weinberger, 1964) 依靠一维非对流模型, 用于预测池塘温度的年变化。这些分析的关键部分如图 7.11 所示。由于太阳池的热容量大, 减弱了其对太阳辐射变化的响应, 通常 LCZ 平均温度的日变化小于 1℃ (Kooi, 1979)。然而, LCZ 日平均温度的年变化很大。因此, 太阳辐射全年近似呈现正弦变化 (Rabl 和 Neilsen, 1975)。按照 Abdel-Salam 等的方法 (1986), 在年周期中热提取率的变化为一个时间的正弦函数, 且相对于太阳辐射存在相位滞后。UCZ 的平均温度通常假定与环境温度相等。LCZ 通常被假定为均质的、具有均匀的盐浓度和完全对流, 因此其温度仅是时间的函数。假设非对流太阳池的能量平衡已经过初始起动阶段并达到稳定运行状态 (Abdel-Salam 等, 1986)。

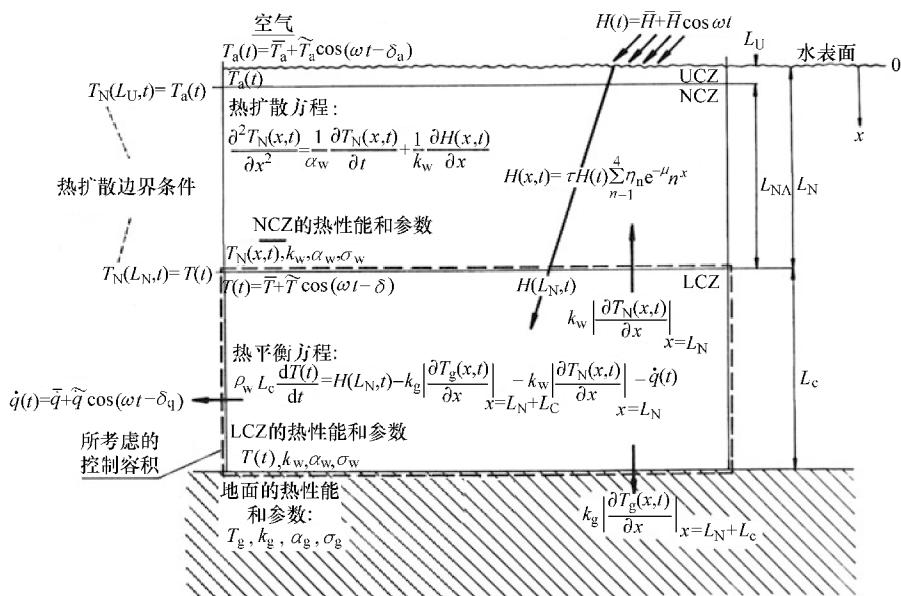


图 7.11 非对流太阳池中的热传递过程

从20世纪50年代后期到20世纪80年代末（不包括20世纪60年代末期/20世纪70年代初期），以色列建立了用于实验的太阳池（Tabor, 1981; Tabor 和 Matz, 1964）。1975年8月在美国俄亥俄州立大学建造了一个用于供暖的2.5m深、有效集热面积为200m²的盐梯度太阳池（Nielsen, 1976）。1978年，在美国俄亥俄州迈亚美斯堡（Miamisburg）建造了太阳池，在夏季用于加热室外游泳池，并在冬季部分时间用于为娱乐大楼供热（Bryant 等, 1979）。

太阳池发电通常是采用有机蒸汽朗肯循环发动机将太阳池中的热能转化为机械能，然后再转化为电能。然而，为了降低单位装机的成本，需要建造数平方千米的太阳池。

为了抑制自然对流以形成太阳池，已开发了许多相关技术。最常用的方法是盐分层。盐度随着NCZ深度增加而增大，直到达到LCZ——该区域盐浓度均匀且达到最大值。在此区域，太阳辐射将加热高浓度盐水，但由于其相对密度高（由于其盐含量），该热盐水不会上升到低盐度层。因此，热对流被抑制，热量被储存。化学性质稳定的盐以及任何天然盐水都可用于建立盐分层太阳池。选择的盐必须操作安全、无毒、便宜和易于获得，不会显著降低水的太阳辐射传输特性，并且溶解度与温度相关。候选盐的溶解度随温度的变化如图7.12所示。

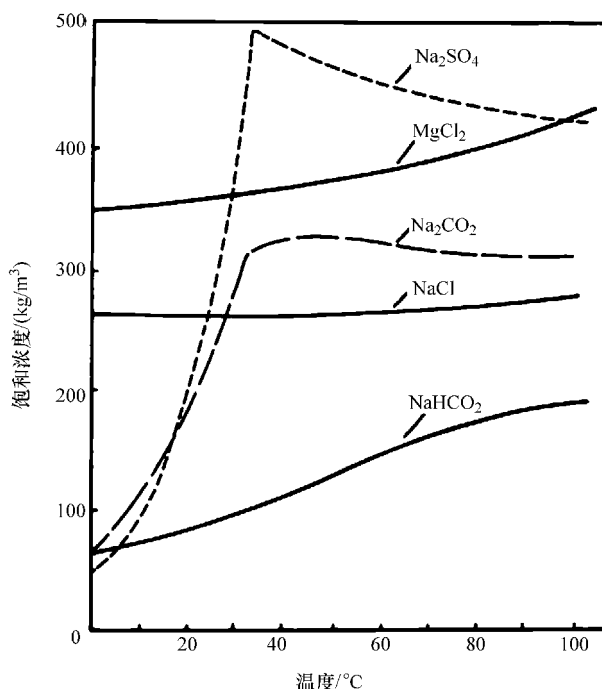


图7.12 不同盐在水中的溶解度

氯化钠和氯化镁尽管满足大多数标准（特别是就成本而言，氯化钠极具优势），但溶解度几乎不随温度的变化而变化。实际中，溶解度随温度变化明显的盐不能满足其他的要求。因此，氯化钠仍然是太阳池最常用的盐。

盐水非对流太阳池的一些早期设计是使用渗透膜 (Rabl 和 Neilsen, 1975) 作为池中各区域间的边界以防止盐向上扩散。但是, 目前使用渗透膜最主要的问题是制造和维护, 特别是对于大型太阳池。

“漂浮”型太阳池在 1976 年首次被提出 (Assaf, 1976)。漂浮型太阳池是一个常规的“漂浮”在大盐水湖上的太阳池, 并由绝热壁使其封闭 (Tabor, 1981)。封闭区域内, 最上层几米的水中具有强加的盐浓度梯度, 这与在较深区域的盐度梯度相反。Crevier 和 Moshref (1981) 提出了两种用于漂浮型太阳池的设计, 它们都取决于对流层上方的常规盐梯度。通过在浮力和重力平衡位置处设置水平柔性膜可以避免混合现象。虽然漂浮型太阳池避免了土地成本和需要开挖的问题, 但 LCZ 和其下方湖水之间边界层的不确定性和需要使用渗透膜是其主要的缺点。一种利用现有湖泊的替代方法是围堰型太阳池 (Abdel Salam 等, 1986), 如图 7.13 所示。

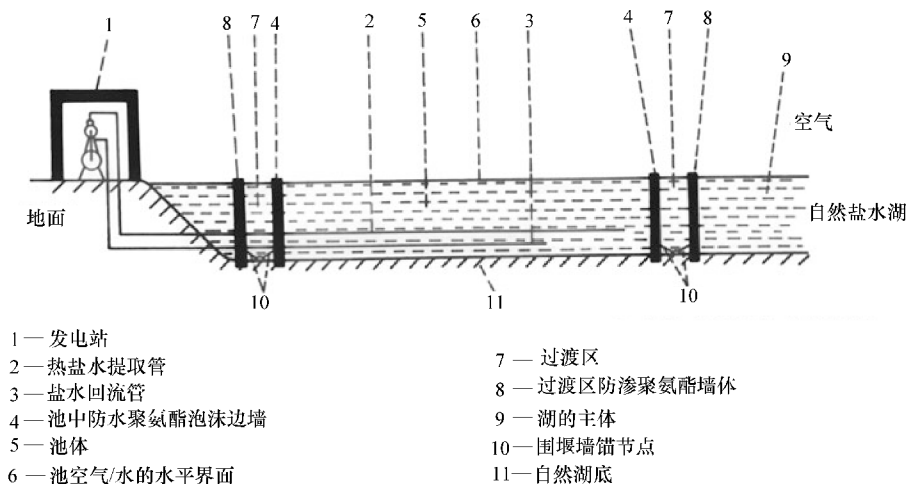


图 7.13 围堰型太阳池

在“饱和太阳池”中, 所有的水都处于盐饱和状态, 并且可以避免发生向上的盐扩散。池中的盐应具有溶解度, 并且溶解度随温度的升高而显著增大; 盐梯度将根据局部温度梯度而自动维持。饱和太阳池所使用的盐要比常规非对流盐梯度太阳池多得多。由于缺乏具有所需性质的盐, 从而阻碍了饱和太阳池的实际建造 (Satish 和 Gurmukh, 1980), 然而, 已经发现十二水硫酸铝的溶解度具有随温度显著变化的特性 (Vitner 等, 1984)。

对于兆瓦级的发电系统, 需要有几平方千米表面积太阳池。然而, 这在经济上不具可行性, 因为挖掘和准备工作耗费的资金会占发电站总投资的 40% 以上 (Tabor, 1981)。因此, 自然会选择使用天然湖泊, 并将其较浅的部分建造成太阳池, 这便是围堰型太阳池 (Abdel - Salam 等, 1986)。它是通过使用隔热材料作为壁面将天然湖的一部分进行物理性隔离而形成的。

在黏度稳定的太阳池中, 为了产生静态稳定区, 需要在池中添加有机增稠剂。通过

增加增稠剂的比例,水变得更粘稠,直到完全抑制自然对流。理想的增稠剂包括纤维素甲基醚、羧甲基纤维素钠和商业羧基乙烯基(丙烯酸)聚合物(Shaffer, 1978)。添加增稠剂所产生的问题是在剪切应力的作用下难以保持静态区的稳定性,以及随着使用时间的推移或在高于 55℃ 的温度下,增稠剂会发生分解。

在胶体稳定的太阳池中,高黏度或近固体聚合物凝胶的透明层代替了传统盐梯度太阳池中的非对流分层(Wilkins 等, 1982)。因为这种凝胶热导率低,近似固体,所以不会发生显著对流。向上的传热主要是导热。凝胶池克服了常规太阳池的两个主要问题,即保持分层和抑制风混合效应。

太阳池的选址应该靠近便宜的盐源、充足的水源且土地成本低廉,并且有全年的太阳辐射。底层的土壤结构应均匀,没有应力和裂缝。否则温度的增加可能导致不均匀热膨胀,进一步会导致岩层移动(Tabor, 1980)。池中不能出现水污染现象,也不能有地下水流穿越水层而造成热量损失。任何连续性热量损失将降低太阳池的储热能力和效率。太阳池的选址应避免风暴区,以减少水面由风产生的混合效应。

淡水型和盐水型藻类会在分层太阳池的温度和盐浓度条件下生长。藻类的生长将抑制太阳辐射的传输(Wittenberg 和 Harris, 1980)。不同的藻类物种由雨水和空气中的尘埃带入池中。研究证明,向水中添加浓度约 1.5mg/L 的硫酸铜,可以有效抑制藻类的生长(Poppe 和 Woome, 1985)。太阳池的热效率取决于其垂直盐梯度的稳定性。如果不能维持适当的分层,太阳池将停止工作。盐梯度的稳定性可通过以下方式保持:

- 1) 控制两个对流层之间的总盐度差;
- 2) 抑制 NCZ 可能形成的内部对流;
- 3) 限制 UCZ 的发展。

由于存在盐浓度梯度,水中的盐会以约 20kg m^{-2} 的年平均速率缓慢向上扩散。该速率的变化取决于周围环境条件、盐的类型和温度梯度。通常,通过淡水清洗表面结合在池底注入足够密度的盐水,可以保持几乎稳定的梯度。目前已经研究出了几种技术来实现这一点(Nielsen 和 Rabl, 1976; Tabor, 1980; Akbarzadeh 和 MacDonald, 1982)。

在太阳池加热期间,特别是在较高温度下,NCZ 内可能会产生较小的不稳定对流区域。如果不采取措施,其厚度将会增加,从而导致 NCZ 的有效厚度减小。为了恢复梯度,从不稳定区域的上边界处利用扩散器水平地注入盐水。这种密度不断增加的水层将会一直降至不稳定区域的下边界。为了恢复梯度的稳定性,可以通过调节扩散器的下降速度、注入盐水的速率和盐水密度来实现(Zangrando, 1980)。或者,可将适当浓度的外部混合盐水缓慢注入不稳定区域(Nielsen, 1979)。

清洗表面是保持太阳池盐梯度的重要途径。如果表面清洗水的速度过小,则对 UCZ 生长的影响也会减弱。表面温度波动将导致热量通过对流方式经 UCZ 向上传递,特别是在夜间,同时通过热传导向下传递。UCZ 的厚度随入射辐射强度的变化而变化。在澳大利亚墨尔本大学的一个太阳池实验中,UCZ 的厚度从夜间到中午一直在 10 ~ 15cm 之间变化(Akbarzadeh 等, 1983)。

蒸发由辐射和风力作用引起。UCZ 的温度越高,池表面上方的湿度越低,蒸发速

率越快。过度蒸发会导致 UCZ 向下发展 (Onwubiko, 1984)。蒸发可以通过表面清洗来平衡, 特别是在强太阳辐射期间可以在补偿蒸发水量的同时降低池表面的温度。使用防风技术降低水表面上的风速, 可降低蒸发速率。在轻到中度风速下, 蒸发是引起表层混合的主要原因。然而, 在强风下, 它的作用变得次要。风引起的混合可显著促进 UCZ 的深度发展。同时, 风也会引起池顶的水平流动, 从而增强 UCZ 区域的对流 (Elata 和 Levien, 1966)。使用漂浮装置 (例如塑料管、塑料网格和独立环) 和防风措施可以减少风混合现象的发生。降低池顶表面层的势能可抑制 UCZ 的深度发展。这可以通过提高池水的总盐度, 然后用淡水清洗池水顶层以产生薄的表面层来实现。为了混合该亚层与 UCZ 主体, 需要有比表面风更多的动能。风能由于混合顶层而被耗散, 因此几乎没有能量来促使 UCZ 和 NCZ 之间的界面向下扩展 (Schladow, 1984)。

水是一种光谱选择性吸收物质, 只有较短的波长能到达池底。可以由 4 个指数型消光函数 (Rabl 和 Neilsen, 1975) 叠加来得到水的有效吸收系数, 即吸收系数与折射角的余弦之比。这考虑到了由于水面处入射光线的折射而增加的路径长度。

7.8 太阳能烟囱发电厂

太阳能烟囱发电厂由超过 200m 高的透明管状烟囱和覆盖有透明材料的超过 50000m² 的水平地面区域组成 (Haaf 等, 1983)。由自然循环的空气流驱动位于烟囱底部的涡轮机, 如图 7.14 所示。在阿尔及利亚西南部的气候下, 这种系统可以分别在 7 月/8 月和 12 月/1 月期间每月产生 70MW 和 43MW 的电力 (Larbi 等, 2010)。太阳能烟囱发电厂的早期研究阶段是从 20 世纪初到 20 世纪 30 年代 (Cabanyes, 1903; Günther, 1931)。Haaf 等的详细研究 (Haaf, 1984; Schlaich, 1995; Schlaich 等, 2003a, b) 表

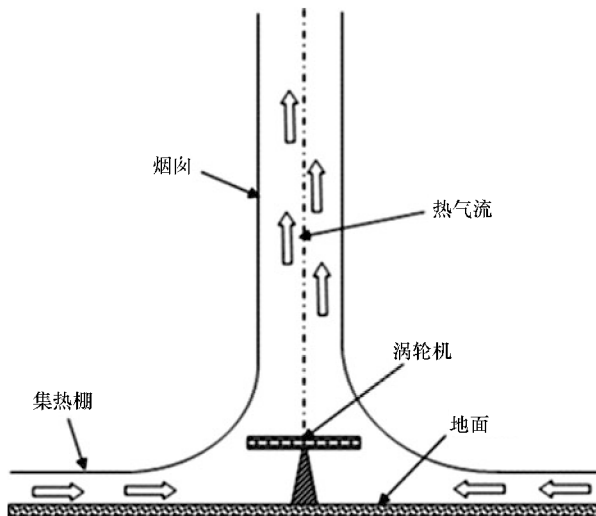


图 7.14 太阳能烟囱发电厂工作示意图

明, 其系统性能与入射太阳能有很明显的相关性, 但在很大程度上与环境温度无关。为确定特定气候下的最佳设计形式, 已经建立了相关仿真模型 (Larbi 等, 2010; Pasumarthi 和 Sherif, 1998; Bernardes 等, 1999; Maia 等, 2009; Pretorius 等, 2004, 2006a, b)。一些研究还特别关注了增加发电量和降低安装成本的问题 (Fluri 等, 2009; Chergui 等, 2008)。

7.9 太阳能过程热应用

7.9.1 工业

工业热利用是太阳能重要的应用方式, 包括中高温灭菌、巴氏杀菌、干燥、水解、蒸馏和蒸发、洗涤和清洁以及集成利用 (Dincer 和 Rosen, 1998; Schweiger 等, 2000; Kalogirou, 2004)。然而, 为了实现太阳能工业热应用, 通常需要较大的初始投资 (Foster 等, 2010)。

低温的工业用热可以由太阳能提供。约 40% 的工艺加热都在环境温度至 180°C 之间的温度范围内。可以通过平板集热器、太阳池、真空管集热器或太阳能聚光器等提供 180°C 以下的工艺热需求。对不同聚光器进行比较表明, 双轴跟踪的抛物型碟式聚光器是印度工业热应用中最有潜力的设计 (Kedare, 2005)。用于中温工业热应用的太阳能聚光器设计 (Chandak 和 Dubey, 2005), 包含总面积为 12.5m^2 的多个抛物型碟式反射器, 反射器平行于极轴安装, 可以跟踪太阳并传递 250°C 的热量。直径为 5m 的碟式聚光器已被用于金属板材的太阳能热变形 (Lytvynenko 和 Schur, 1999)。太阳炉的示意图如图 7.15 所示。

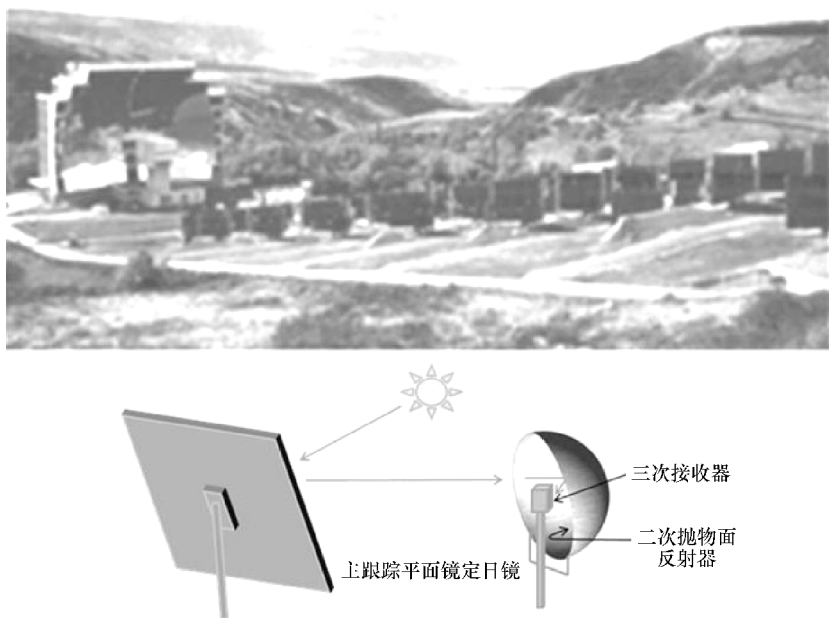


图 7.15 太阳炉: 操作原理和在法国 Odeillo 的安装实景

7.9.2 太阳能水处理

太阳能水处理系统是一种减少饮用水中微生物污染的低成本有效方法（WHO，2007）。巴氏灭菌法是一种利用太阳能净化水的有效方法，无需将水加热至沸腾（Duff 和 Hodgeson，2007）。相较于紫外线消毒和过滤，巴氏灭菌的优势更明显，因为紫外线易受水的混浊度影响（Burch 和 Thomas，1998）。巴氏灭菌将水加热至高温并维持一段时间以实现微生物的净化。例如，消灭肠道病毒所需的持续时间（Feachem 等，1983）如图 7.16 所示。

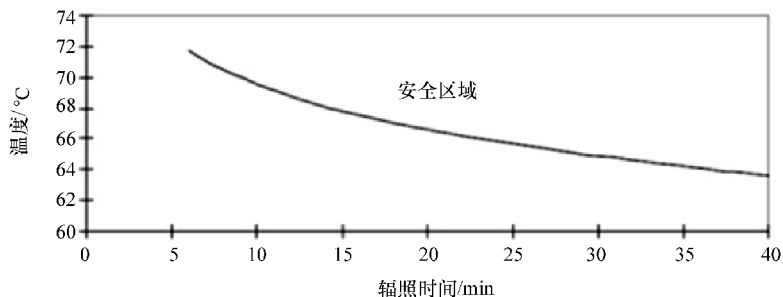


图 7.16 加热温度在 60 ~ 74℃ 之间时消灭肠道病毒所需持续的时间

亚微米纳米颗粒可以在其光谱上吸收太阳能。当悬浮在水中的这种纳米颗粒曝露在聚集的太阳能下时，会形成薄的蒸汽层。该层会降低纳米颗粒向周围水的热传导，同时产生浮力将蒸汽气泡柱和纳米颗粒带向水面。在表面处蒸汽被释放，且纳米颗粒下降回到主流液体中。如果太阳能输入充足，最终水的平均温度会上升直到发生沸腾（Neumann 等，2013）。该现象具有太阳能应用和灭菌的潜在用途。

7.9.3 太阳灶

图 7.17 所示的舍弗勒聚光器是一个具有中等聚光比的抛物面反射器，其可用于温度高达 300℃ 的烹饪过程，目前主要在印度使用（Gadhia 和 Gadhia，2006）。舍弗勒固定焦点式太阳灶主要包括主反射器、二次反射器和由发条装置或光伏驱动的定时装置。主反射器将太阳光汇聚至与轴线平行。定时装置旋转主反射器以保持反射光束对准二次反射器。固定的二次反射器将来自主反射器的光束反射到烹饪容器上。每天早晨，主反射器返回到其起始位置，并且检查旋转轴线与反射器之间的角度，以确保其跟随太阳方位角的季节变化。由平面镜组成的主反射器是一个更大抛物面中的一小部分横向椭圆截面。这种太阳灶的测试程序已被给出（Mullick 等，1991）。

图 7.18 所示的箱式太阳灶可用于在适当的气候下烹饪相对慢熟的菜肴。用于比较烹饪性能的评定程序已被给出（Mullick 等，1991）。

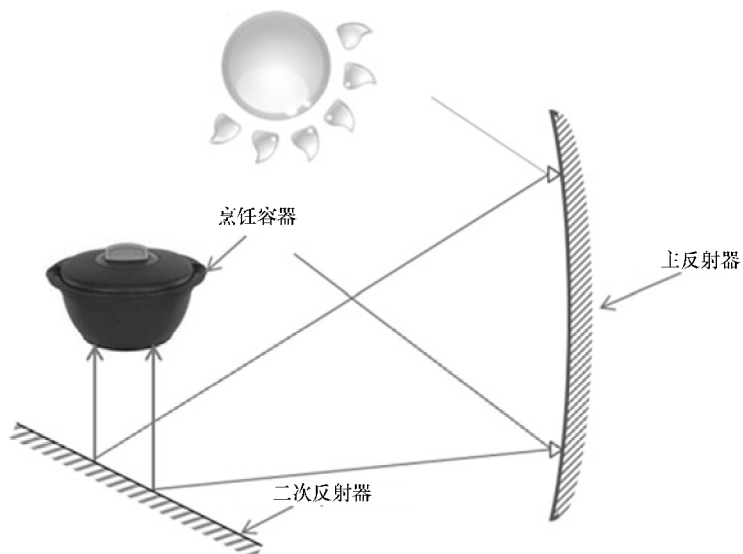


图 7.17 舍弗勒聚光器



图 7.18 箱式太阳灶

参 考 文 献

- Abdel-Salam HEA, Probert SD, Norton B (1986) Predicted performance of coffered solar ponds in the U.K and Egypt. *Physio Chemical Hydrodynamics* 7(4):217-233
- Adams W (1878) *Solar heat: a substitute for fuel in tropical countries*. Education Society's Press, Bombay
- Akbarzadeh A, MacDonald RWG (1982) Introduction of a passive method for salt replenishment in the operation of solar ponds. *Solar Energy* 29:71-76

- Akbarzadeh A, MacDonald RWG, Wang YF (1983) Reduction of surface mixing in solar ponds by floating rings. *Solar Energy* 31:377–380
- Anderson CG (1958) Some limnological features of a shallow saline meromictic lake. *Limnol Oceanogr* 3:259–269
- Assaf G (1976) The Dead Sea: a scheme for a Solar Lake. *Solar Energy* 1:293–299
- Bachmann RW, Goldman CR (1965) Hypolimnetic heating in Castle Lake, California. *Limnol Oceanogr* 10:233–239
- Bernardes MA, dos S, Valle RM, Cortez MFB (1999) Numerical analysis of natural laminar convection in a radial solar heater. *Int J Therm Sci* 38:42–50
- Binar B, Dunseh W, Mayor JC, Sigg H, Tschudi HR (2002)
- Bryant RS, Bowser RP, Wittenberg LJ (1979) Construction and initial operation of the Miamisburg salt-gradient solar pond, Sun 2. In: *Proceedings of the ISES silver jubilee congress*, vol 2. Atlanta, pp 1005–1009
- Burch J, Thomas K (1998) An overview of water disinfection in developing countries and the potential for solar thermal water pasteurisation. National Renewable Energy Laboratory, Golden
- Cabanyes I (1903) Proyecto de Motor solar, La Energia Eléctrica – Revista General de Electricidad y sus Aplicaciones 8:61–65
- Chandak A, Dubey D (2005) Innovative solar concentrator for industrial heating applications. International congress on renewable energy, Pune
- Chen G (2001) Phonon heat conduction in low dimensional structures. Recent trends in thermoelectric materials research III. Academic, San Diego
- Chergui T, Larbi S, Bouhdjar A, Gahgah M (2008) Performances analysis of a solar chimney power plant in South Algeria. In: *Proceedings of the world renewable energy congress*
- Chiritescu C, Cahil DG, Ngaye M, Johnson D, Bodapati A, Kebhiski P, Zschack P (2007) Ultralow thermal conductivity in disordered WSe₂ crystals layered. *Science* 315:351–353
- Church WC (1907) The life of John Ericsson. C Scribner's Sons, New York
- Crevier D, Moshref A (1981) The floating solar pond. ISES-AS conference, Philadelphia, pp 801–807
- Dincer I, Rosen MA (1998) A worldwide perspective on energy, environment and sustainable development. *Int J Energ Res* 18:1305–1321
- Duff WS, Hodgeson DA (2007) A simple high efficiency solar water purification system. *Solar Energy* 79:25–32
- Elata C, Levien O (1966) Hydraulics of the solar ponds of the eleventh international congress international association for hydraulic research, Leningrad, pp 1–14
- Eneas A (1901) Solar generator. US patent 670,917, 26 Mar 1901
- Ericsson J (1868) The use of solar heat as a mechanical motor power. In the report of the centennial celebrations of the University of Lund, Lund
- Ericsson J (1884) The sun motor and the sun's temperature. *Nature* 29:217–218
- Feachem RG, Garelick DJ, Mara DD (1983) Sanitation and disease: health aspects of excreta and wastewater management. Wiley, New York
- Fleming JC, Liu SY, El-Kady I, Biswal R, Hu KM (2002) *Nature* 417:52–55
- Fluri TP, Pretorius JP, Van Dyk C, Backstrom TW, Kröger DG, Van Zijl GPAC (2009) Cost analysis of solar chimney power plants. *Solar Energy* 83:246–256
- Foster R, Ghassemi M, Alma Cota A (2010) Solar energy: renewable energy and the environment. CRC Press, Boca Raton
- Gadhia D, Gadhia S (2006) Parabolic solar concentrators for cooking, food processing and other applications. International solar cooking conference, Granada
- Goldsmid HJ (1960) Application of thermo electricity. Wiley, London
- Günther H (1931) In Hundert Jahren – Die künftige Energieversorgung der Welt, Gesellschaft der Naturfreunde. Kosmos, Stuttgart
- Haaf W (1984) Solar towers: part II: preliminary test results from the Manzanares pilot plant.

- Solar Energy 2:141–161
- Haaf W, Friedrich K, Mayr G, Schlaich J (1983) Solar chimneys, part I: principle and construction of the pilot plant in Manzanares. *Solar Energy* 2:3–20
- Huder PP, Sonnefeld P (1974) Hot brines on Los Roques, Venezuela. *Science* 185:440–442
- Kalogirou S (2004) Solar thermal collectors and applications. *Prog Energy Combust Sci* 30:231–295
- Kedare SB (2005) Solar concentrator for industrial process heat. International congress on renewable energy, Pune
- Kennedy CE, Price H (2006) Progress in development of high-temperature solar-selective coating. In: Proceedings of the 2005 international solar energy conference (ISEC2005), 6–12 Aug 2005, Orlando, Paper no ISEC2005-76039, pp 749–755. American Society of Mechanical Engineers (ASME), New York, NREL report: CP-520-36997
- Kooi CF (1979) The steady-state salt gradient solar pond. *Solar Energy* 23(3):7–45
- Kraemer D, Poudd B, Feng H-P, Caylor JC, Yu B, Yan YM, Wang X, Wang D, Muto A, McEnaney K, Chiesa M, Ren Z, Chen G (2011) Higher-performance flat-panel solar thermo-electric generators with high concentration. *Nat Mater* 10:532–538
- Larbi S, Bouhdjar A, Chergui T (2010) Performance analysis of a solar chimney power plant in the southwestern region of Algeria. *Renew Sustain Energy Rev* 14:470–477
- Lytvynenko YM, Schur DV (1999) Utilisation of the concentrated solar energy for process of deformation of sheet metal. *Renew Energy* 16:753–756
- Maia CB, Ferreira AG, Valle RM, Cortez MFB (2009) Theoretical evaluation of the influence of geometric parameters and materials on the behaviour of the air flow in a solar chimney. *Comput Fluids* 38:625–636
- Melack JM, Kilham P (1972) Lake Mahega: a mesotrophic sulfate chloride lake in Western Uganda. *Afr J Trop Hydrobiol Fish* 2:141–150
- Morti A, Luque A (2003) Next generation photovoltaics; high efficiency through full spectrum utilization. Institute of Physics, Bristol
- Mouchout A (1869) *Le chaleur solarise et les applications industrielles*, 1st edn, Paris
- Mullick SC, Kandpal TC, Kumar S (1991) Thermal test procedure for a parabolic concentrator solar cooker. *Solar Energy* 46:139–144
- Neumann O, Urban AS, Day J, Lal S, Nordlander P, Halas NJ (2013) Solar vapor generation enabled by nanoparticles. *AesNano* 7:42–49
- Nielsen CE (1975) Salt-gradient solar ponds for solar energy utilization. *Environ Conserv* 2:289–292
- Nielsen CE (1976) Experience with a prototype solar-pond for space heating, sharing the Sun solar technology in the seventies. Joint conference of the ISES-AS, and the Solar Energy Society of Canada, Winnipeg, pp 169–182
- Nielsen CE (1979) Control of gradient zone boundaries, Sun 2. In: Proceedings of the ISES Congress, vol 2. Atlanta, pp 1010–1014
- Nielsen CE, Rabl A (1976) Salt requirement and stability of solar ponds, shading the Sun: solar technology in the seventies. Joint conference of the ISES-AS and Solar Energy Society of Canada, Winnipeg, 5 Aug 1976, pp 183–187
- Onwubiko C (1984) Effect of evaporation on the characteristic performance of the salt -gradient solar pond. *Solar engineering* – 1984. In: Proceedings of the ASME Solar Energy Division, sixth annual conference, Las Vegas, pp 6–11
- Pasumarthi N, Sherif SA (1998) Experimental and theoretical performance of a demonstration solar chimney model, Part 1: Mathematical model developments. *Int J Energy Res* 22:277–288
- Poppe WI, Woormer NM (1985) Algae management practices for solar salt ponds; practical approaches. In: Progress in solar energy, American Solar Energy Society Meeting, Boulder, 6:439–442
- Por FD (1968) Solar lake on the shores of the Red Sea. *Nature* 218:860–861
- Pretorius JP, Kröger DG, Buys JD, Von Backström TW (2004) Solar tower power plant performance characteristics. In: Proceedings of the ISES EuroSun 2004 international sonnenforum
- Pretorius JP, Kröger DG (2006a) Solar chimney power plant performance. *J Solar Energy* 128:302–311

- Pretorius JP, Kröger DG (2006b) Critical evaluation of solar chimney power performance. *Solar Energy* 80:535–544
- Pujol R, Moia A, Martinex V (2011) Concentrador solar lineal con reflector estacionario y foco móvil. *Era Solar* 165:24–30
- Rabl A, Neilsen CE (1975) Solar ponds for space heating. *Solar Energy* 17:1–12
- Rodat S, Abanades S, Sans J-L, Flamant G (2009) Hydrogen production from solar thermal dissociation of natural gas: development of a 10 kW solar chemical reactor prototype. *Solar Energy* 83:1599–1610
- Satish CJ, Gurmukh DM (1980) Laboratory demonstration of self-creation, self-maintenance and self-correction of saturated solar ponds. *IECEC'80 energy to the 21st century. Proceedings of the 15th inter-society energy conversion engineering conference, vol 2. Seattle, pp 1448–1452*
- Schladow SG (1984) The upper mixed zone of a salt-gradient solar pond: its dynamics, prediction and control. *Solar Energy* 33:417–426
- Schlaich J (1995) The solar chimney: electricity from the Sun, Axel Menges edition, Stuttgart
- Schlaich J, Bergemann R, Schiel W, Weinrebe G (2003a) Design of commercial solar tower systems-utilization of solar induced convective flows for power generation. In: *Proceedings of the international solar energy conference*
- Schlaich J, Bergemann R, Schiel W, Weinrebe G (2003b) Sustainable electricity generation with solar updraft towers. *Struct Eng Int* 3:222–229
- Schweiger H et al (2000) The potential of solar heat in industrial processes: a state of the art review for Spain and Portugal. In: *Proceedings of the Eurosun, Copenhagen*
- Shaffer HL (1978) Viscosity-stabilized solar ponds mankind's future source of energy. *Proceedings congress, New Delhi*
- Shuman F (1911) Power from the Sun; a pioneer solar power plant. *Scientific American*, September
- Shuman F, Boys CY (1917) Solar boiler. US patent 1,240,890, 25 Sept 1917
- Seinfeld A (2005) Solar thermochemical production of hydrogen – a review. *Solar Energy* 78:603–615
- Tabor H (1980) Non-convecting solar ponds. *Solar energy. Proc Roy Soc A* 295: 422–433
- Tabor H (1981) Review article: solar ponds. *Solar Energy* 27(3):181–194
- Tabor H, Matz R (1964) A status Report on a solar-pond project. *Solar Energy* 9:177–182
- Tellier C (1889) *Elevation des eaux par la chaleur atmospherique*, Paris
- Vitner A, Reisfeld R, Sarig S (1984) Self-generation of a laboratory-scale saturated solar pond. *Solar Energy* 32:671–675
- Weinberger H (1964) The physics of the solar pond. *Solar Energy* 8:45–56
- WHO (2007) *Combating waterborne disease at the household level*. World Health Organisation, Geneva
- Wilkins E, El-Genk M, El-Husseini K, Thakur D (1982) An evaluation of the gel pond performance. *ASME, 82-WA/Sol-29*
- Wilson AT, Wellman HW (1962) Lake Vanda: an Antarctic lake. *Nature* 196:1171–1173
- Wittenberg LJ, Harris MJ (1980) Management of a large operational solar pond. *IECEC'80, Energy to the 21st century. Proceeding of the 15th inter-society energy conversion engineering conference, vol 2. Seattle, pp 1435–1437*
- Zangrando F (1980) A simple method to establish salt-gradient solar ponds. *Solar Energy* 25:467–470

第 8 章

太阳能热水及热水供暖联合系统

8.1 概述

太阳能热水器可分为主动式和被动式。主动式系统需要泵驱动集热介质通过系统，而被动式系统则不需要额外的动力。输配系统包括太阳能集热器、储热水箱和连接管道；它们可以是主动式，也可以是被动式。前者需要通过温度传感器、控制电路和泵将流体从集热器输送至储热水箱中。图 8.1 ~ 图 8.8 给出了通用系统类型示意图。

如表 8.1 所示，根据太阳能热水器的不同形式进行分类（Norton, 2011）。每个系统能适应的供暖或热水负荷年度变化的情况是非常不同的。从原理上可分为以下类型：

1) 热虹吸型太阳能热水器（Norton 和 Probert, 1986）是利用热虹吸原理，使传热流体可以直接或间接地在由集热器、储热水箱和连接管构成的回路中循环，可以使用平板集热器或真空管集热器。

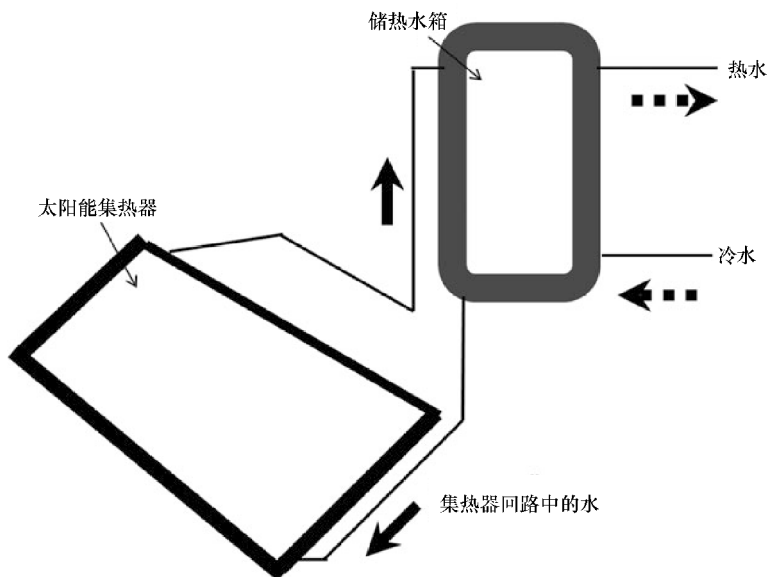


图 8.1 集热器或一体被动式太阳能热水器中的直流式流动

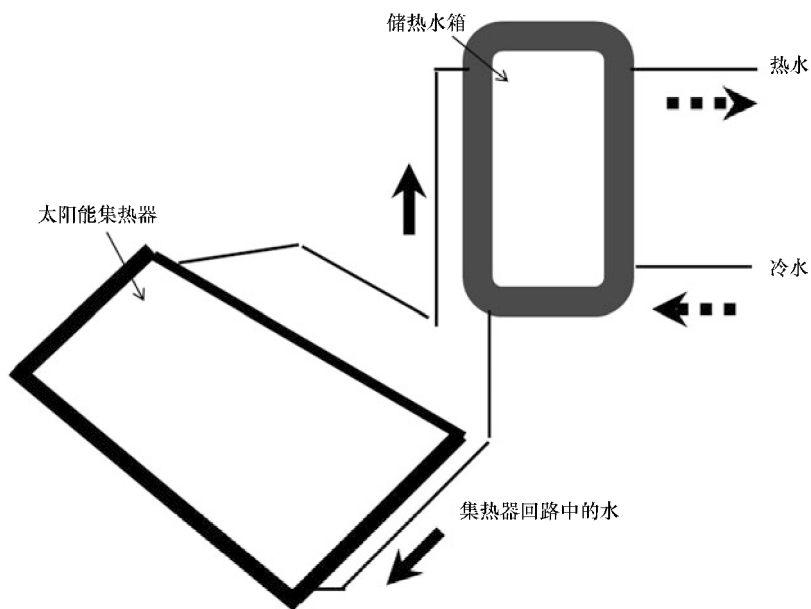


图 8.2 热虹吸直接式加压系统

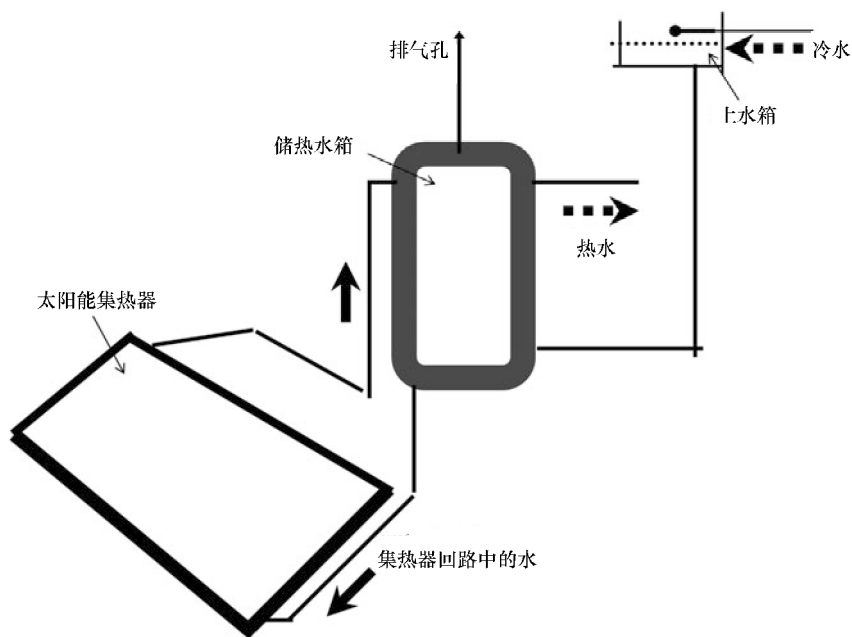


图 8.3 热虹吸直接式无压系统

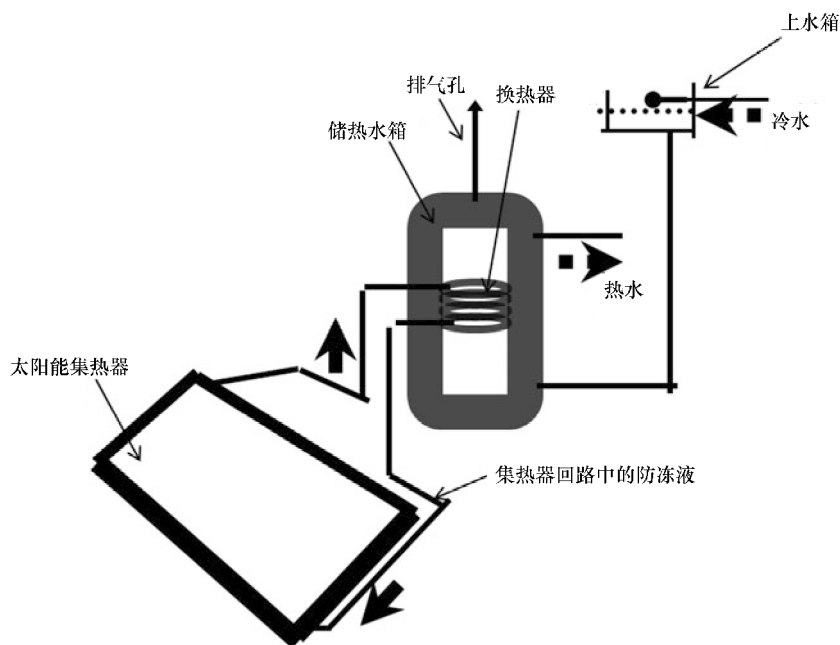


图 8.4 热虹吸间接式加压系统

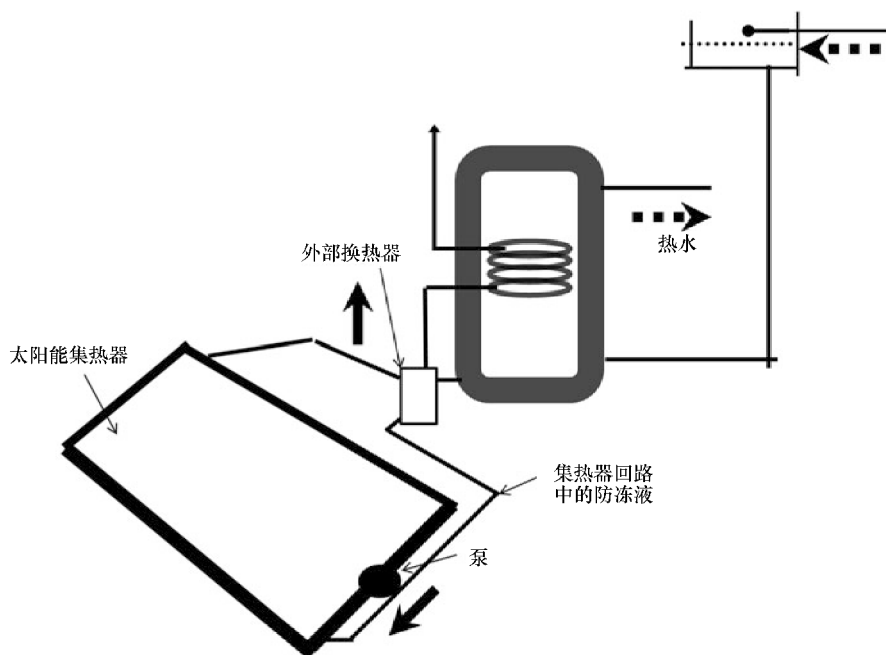


图 8.5 间接式系统，其中集热回路采用泵循环

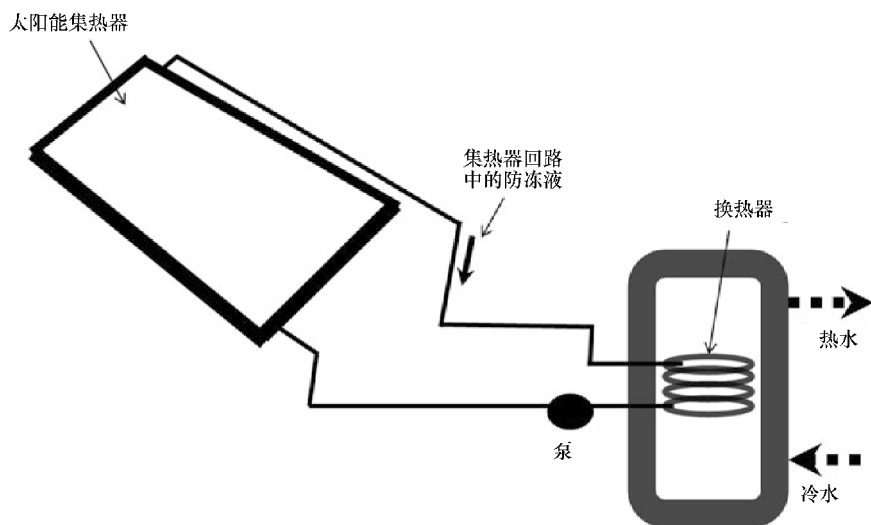


图 8.6 间接式加强制循环系统，其中换热器和集热器在同一回路内

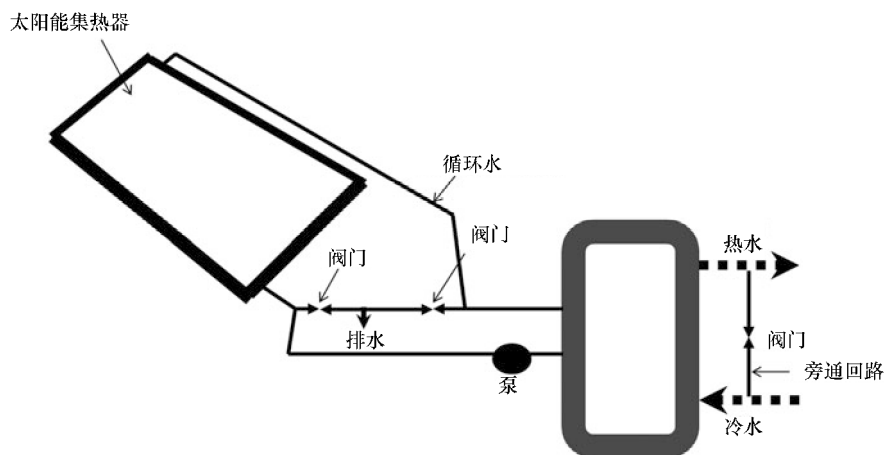


图 8.7 直接式强制循环系统，其中排水功能用于防冻和停泵保护

2) 泵（或强制）循环太阳能热水器（Reddy, 1987; Duffie 和 Beckman, 1991）通常是间接式系统，集热器面积一般比热虹吸系统大，同样可以使用平板集热器或真空管集热器。

3) 热水采暖联合系统（Combisystem）（Weiss, 2003）既能供暖又能供热水。系统一般是间接式系统，换热器的布置需要精心设计，并制定控制策略以获得最佳的太阳能节能率（Yazdanshenas 和 Furbo, 2007; Letz 等, 2009; Yazdanshenas 等, 2008）。

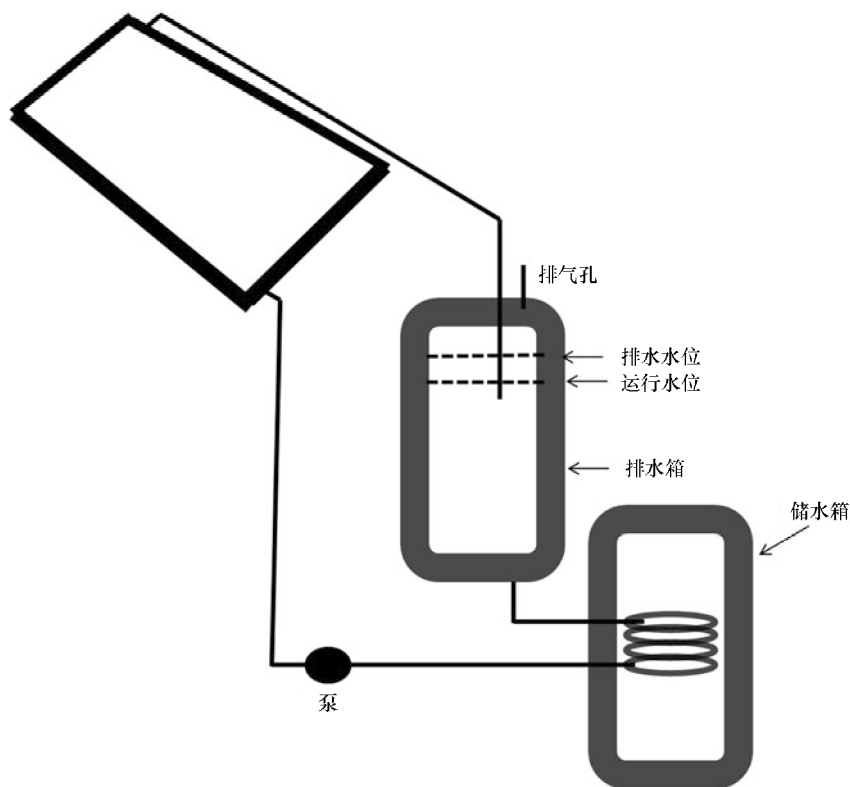


图 8.8 回水系统提供防冻及断电保护，当泵停止工作时集热器中的流体在重力作用下排出到回水箱中

4) 一体式系统 (Smyth 和 Norton, 2006) 中的热水储存器同时也是太阳能集热器。

5) Combi +, 即为太阳能辅助热泵系统 (Morrison, 1984; Troietal., 2008)。为了获得比太阳能集热器可提供的更高温度, 需要使用额外的辅助热源或进行热力学转换。作为后者的一个例子, 由太阳能集热器提供的热量用于蒸发热泵蒸发器中的工质, 热泵将热量从一个低温处转移到高温处。在压缩过程中, 热泵工质温度被提升至远高于太阳能集热器所提供的温度。在冷凝过程中, 热泵工质在更高的温度下将热量释放到储热水箱中 (Charters 等, 1980; Morrison, 1984; Huang 和 Lue, 2003)。这样的系统有时被称为 Combi + (Troi 等, 2008)。对于太阳能辅助热泵热水系统, 系统性能的关键因素是集热器面积、热泵压缩机的转速和太阳辐射强度 (Hawllader 等, 2001)。

6) 大型跨季节储能系统 (Schmidt 等, 2004)。多数的大规模跨季节储能系统通过独特的供热管网为建筑物提供热能。表 8.2 总结了在 2010 年运行的产出大于 4MW_{th} 的系统 (Dalenbäck, 2010)。

表 8.1 太阳能热水器的分类

				热水储存方式	夜间反虹吸的预防措施	集热器防冻保护	储水箱位置相对于集热器	相对于建筑	安装	集热器类型
水	集热储热一体式			单个或多个圆柱形水箱，通常水平放置	取出热水	热量保留在储热器的蓄热体中	同一屋顶外部		作为一个完整的工厂预置单元安装	整体式
	热虹吸式	紧凑型	单相	塑料枕或袋 卧式圆筒形	双层玻璃盖板，可移动的光孔安装 集热器高度在储水箱之上。管网布置	间接式	直接在其上部			真空管
			两相		避免流体蒸发	排空				平板式
		分布式		立式圆筒形	集热器和储水箱之间的高度差	间接式	上部	阁楼空间内部	安装时部件组装而成	光伏、热
空气	泵(强制循环)式	只供热水		立式圆筒形	单向阀	间接式	下部	建筑内部各种合适的位置		
		联合系统(Combi-system): 采暖和热水		立式水箱 比基尼式水箱	管网和固定泵的流动阻力					
		太阳能辅助热泵系统(Combi+)			立式水箱					
		游泳池加热系统		游泳池			在易冻结气候下，排空游泳池室外集热器中的水	游泳池通常位于下部	太阳能加热游泳池为室内型或室外型	无盖板/玻璃盖板 平板式
电	太阳能加热空气式			空气-水换热器	不必要		多种形式			空气加热型
	光伏式			立式圆筒形			任何位置	内部	热水是光伏发电的一种可选的利用形式	光伏式

表 8.2 产出大于 4MW_{th} 的大型跨季节太阳能供热系统（Dalenbäck, 2010）

集热器面积 /m ²	额定输出 功率/MW _{th}	运行开始时间/年	地点	国家
18300	12.8	1996	Marstal	丹麦
10700	7.5	2009	Broager	丹麦
10073	7.0	2009	Gram	丹麦
10000	7.0	2000	Kungälv	瑞典
8012	5.6	2007	Braedstrup	丹麦
8012	5.6	2008	Strandby	丹麦
7300	8.1	2003	Grailsheim	德国
7284	5.1	2009	Torning	丹麦
6000	4.2	2008	Soenderberg	丹麦
5670	4.0	1997	Neckarsulm	德国

7) 游泳池加热系统（Ruiz 和 Martinez, 2010）：通常使用没有玻璃盖板的平板集热器，偶尔使用低成本的塑料管吸热器。

8) 光伏太阳能热水器（Fannee 和 Daugherty, 1997）是将电加热元件浸入水中通电加热，其所需电能由光伏阵列提供。

9) 在两相热虹吸型自然循环系统中，通常使用低沸点流体作为工质（例如甲醇或氟利昂）。液体通过集热器时吸收热量并沸腾。蒸汽上升到换热器，将潜热释放到储热介质中并回到液态开始新的循环。这有点类似于热管。采用合适的工质在从太阳能集热器到储热水箱的流动过程中进行被动间接闭式两相传热，能防止结垢和冻结，系统内的腐蚀远小于液体系统。合适的工质包括丙酮、石油醚（Sion 等, 1979）、三氯氟甲烷（Schreyer, 1981）、R134a（Ong 和 Hiader – E – Alahi, 2003；Esen 和 Esen, 2005）、R407C 和 R410A。丙酮、R134a 和 R410A 都是低成本、易获得的工质。但是，丙酮易燃，需避免在高压下使用。当热性能相同时，R134a 比 R410A 需要更低的工作压力（Ordaz – Flores 等, 2012）。新型一体式太阳能热水器有外部吸热容器和内部储热容器。在两容器之间的空间有一个小水箱，工质被加热蒸发后在冷的内部容器表面凝结，因此可将热能传输至储热器（De Beijer, 1998）。

在强制循环和热虹吸型自然循环中，立式储水箱主要用于在全年大部分时间不用将储热水箱中的水全部加热到所需温度的气候条件下。当立式储水箱的高径比增大时，热水浮力所形成的热分层通常会有一个温跃层，如图 8.14 所示。热分层使取热水的温度接近于集热器的出口温度。热水与较冷水层隔离，意味着取热水的温度高于储水平均温

度。因此,几乎不需要使用辅助热源将水进一步加热到所需要的温度。因此,由于取水温度提高,所以能获得比充分混合储热水箱更大的太阳能保证率。

在太阳辐射强烈的气候条件下,储水箱中的水一般都能达到需求温度,增强热分层现象通常不会提高太阳能保证率。相反地,它可能需要添加额外的冷却水以使水温达到适合于洗浴的温度。此外,这种情况很有可能造成高温伤害,特别是当被加热水没有被取出时。因此,由于不需要使用立式储水箱来增强热分层现象,在太阳辐射强烈的气候条件下更多地使用卧式储水箱。

8.2 一体被动式太阳能热水器 (IPSWH)

一体被动式太阳能热水器 (IPSWH) 通常称为面包箱或间歇式太阳能热水器,由一个集成的集热器和储热器构成。其最简单的形式仅由一个水箱构成,外表涂成黑色用以吸收太阳辐射。它的变化形式为放置在一个保温良好箱体内的单个或多个水箱,外表涂成黑色或采用选择性吸收表面,可能安装反射器,以及有 1~3 层玻璃或塑料或者两者组合的盖板。

第一个 IPSWH 只是把水箱中的水裸露在阳光下进行加热。这一系统被应用于 19 世纪美国西南部的一些农场及牧场,据说这种太阳能热水器在晴天的傍晚可以产生足够的热水用于洗浴 (Butti 和 Perlin, 1977)。第一个商业化生产的太阳能热水器就是 IPSWH,是 Kemp 在 1891 年的专利。它在美国马里兰州以 “The Climax Solar – Water Heater” 的商标名出售。图 8.9 为 Kemp 原始专利的复制品。在 20 世纪 70 年代的早期到中期,制造和测试了许多不同形式的 IPSWH。这一时期最具创新性的一个设计就是 Baer 于 1975 年设计的面包箱式太阳能热水器。如图 8.10 所示,这种太阳能热水器由两个水平安装的圆柱形水箱组成。可移动的隔热盖在白天时打开以增强集热,而在夜间关闭以减少热损失。从 20 世纪 70 年代起,其他爱好者在 Baer 的热水器设计基础上开发并测试了他们自己的集热装置 (Bainbridge, 1981a, b)。地面安装的被称为 “浅太阳池” 的系统已被建造 (不要与非对流太阳池混淆),它是强太阳辐射条件下的一种低成本太阳能热水器。图 8.11 为一个浅太阳池的示意图。

对太阳能热水器的经济可行性研究显示,与强制循环系统相比,在温暖气候下 IPSWH 和热虹吸式太阳能热水器是最可行的 (Lange, 1981; Czarnecki 和 Read, 1978; Fanney 和 Klein, 1983)。

简化的单节点模型假设 IPSWH 为完全混合的水箱,可以用来预测平均温度以及太阳能节能率。然而,在一个分层的储热水箱中,流出的水是水箱上层最热的水,这部分的水温并不是平均水温,因此,“真实”的太阳能节能率将取决于水箱最上层的温度。由简化模型得出的太阳能节能率始终低于真实值。当确定某个特定系统的经济可行性时,这种过低的预测可能会有重要影响。因为太阳能节能率的预测值偏低,所以相应地会获得相对较低的资金回收率和较长的投资回收期。使用 “单节点” 分析最关键的问题是在模型中如何将储热平均温度与出口温度相关联,以更准确地预测太阳能节能率。

C.M.KEMP.
利用太阳光线加热水的装置
专利号451384 1891年4月28日

图1

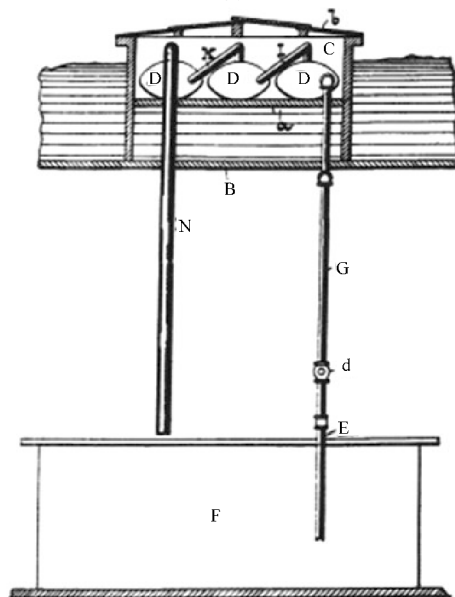


图2

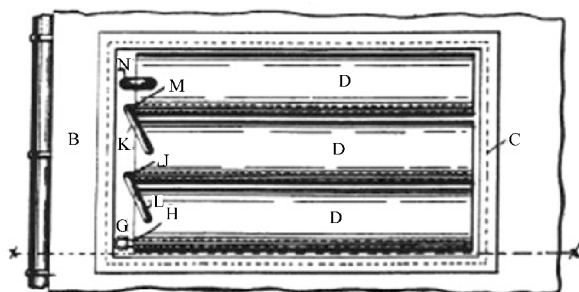


图 8.9 Kemp 的一体被动式太阳能热水器专利

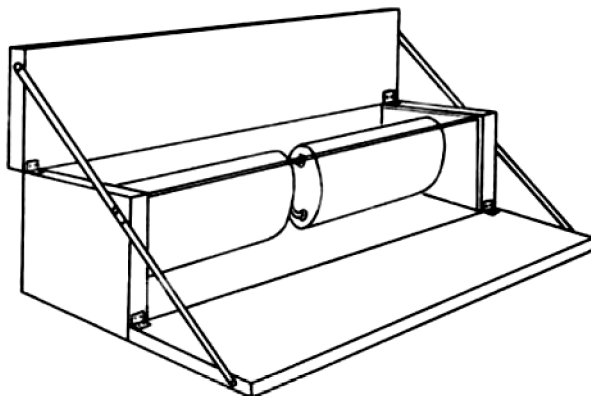


图 8.10 面包箱式太阳能热水器

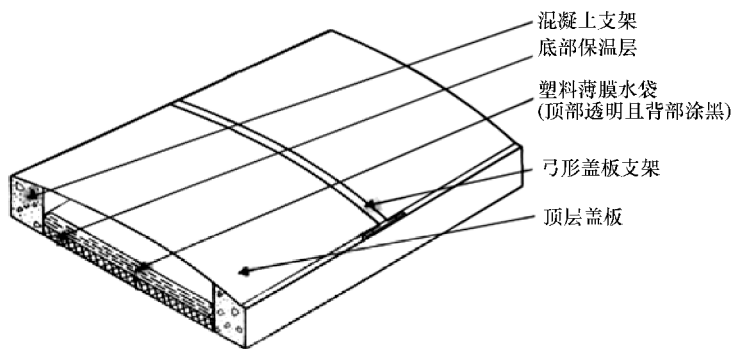


图 8.11 浅太阳池一体被动式太阳能热水器

在最初预测 IPSWH 性能的计算机仿真模型中 (Garg 等, 1972), 集热器被当作是一个单节点系统, 并通过输入适当的参数来预测各种集热器设计在任何时刻 (没有取水) 的水温。Zollner 等 (1985) 建立了使用测试数据、月平均气候数据和负荷数据确定 IPSWH 容量的方法, 预测一体化集热系统的长期性能。以太阳能月节能率的形式表示的月性能预测, 被定义为太阳能保证率 (忽略任何辅助护套的损失)。Tully (1983) 也建立了 IPSWH 的“F 图”的关联式 (Klein 等, 1976)。IPSWH 的设计方法已经被提出 (Burns 等, 1985; Panico 和 Clark, 1984; Proctor, 1984; Yeh 和 Chen, 1986), 其中给出了对 IPSWH 性能的假设。测定了改变运行变量对顶部损失和储热传输效率的影响, 后者可以用来描述在取水过程中分层效应对出口水温的影响。在热损失的简化模型中, 所有的热损失 (热辐射、对流和传导) 集总为一项, 这足以用于分析多水箱的 IPSWH 机组 (Weller 等, 1985)。Huggins 和 Block (1984) 已建立了 IPSWH 的测试方法, 以预测全年的性能。

8.3 分布式热水器

分布式系统的回路由太阳能集热器、储热水箱 (或内置换热器) 和相关的管路组成。在强制循环系统中, 由泵驱动流体循环。在闭环热虹吸型系统中, 流体流动的动力来自浮力。浮力的产生是由于水在集热器中被太阳能加热而导致集热器和储热水箱中的水存在密度差。在泵的作用下, 强制循环太阳能热水器中的传热流体以恒定的流速在集热器中循环。但是, 在热虹吸型系统中, 流动的速率和方向取决于当时的天气情况及管道的几何形状。所有类型的系统都可以被建成直接或间接式系统。在后一种情况下, 通常会有一种防冻水溶液流过浸没在储热水箱中的换热器。因为它们通常是每个应用单独设计的, 所以分布式系统的规格种类有很多。在一体化机组中, 卧式储热水箱和集热器并列排布, 从而形成一个独立的机组, 如图 8.12 和图 8.5 所示, 其中流体循环常为热虹吸式。

如图 8.13 所示, 自然循环式太阳能热水器的第一个专利授予了住在加利福尼亚州

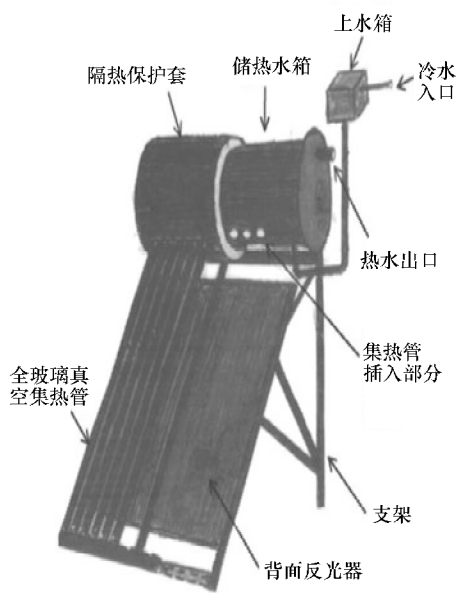


图 8.12 一体式真空管热虹吸型太阳能热水器实例

洛杉矶附近的 Bailey (Bailey, 1910)。尽管他可能不是第一个建造这种系统的人 (Butti 和 Perlin, 1980)，但是他的公司却最早开展了标准化机组的商业生产及安装。因为太阳能热水器可以储存热水供晚上使用，所以，其在南加利福尼亚州市场销售得很好。这种分布式系统的诞生对同时期的 IPSWH 而言是一次重要的进步。在 19 世纪 20 年代早期，由于洛杉矶盆地有丰富的天然气储量，廉价天然气进入市场，导致太阳能热水器的销量下降。Bailey 创立的公司变成了主要生产燃气热水器的公司，在 1930 年只生产了 40 台太阳能热水器并于 1941 年完全停产。

然而，1923 年 Bailey 把自己的专利卖给了迈阿密海滩的 H. M 公司。随着当时佛罗里达州居民建筑的蓬勃发展，热虹吸型太阳能热水器找到了销路。更重要的是，相较于电力的单位成本（电力为最常见的替代能源），这些热水器的投资回收期仅略长于 2 年 (Butti 和 Perlin, 1980)。因此，这些热水器迅速在美国南部其他州得到推广 (Carnes, 1932; Alt, 1935; Merle, 1940)。在第一次世界大战结束后的 20 年内，仅在迈阿密地区就安装了多达 60000 台热虹吸型太阳能热水器 (Scott, 1976)。到 1946 年，整个佛罗里达州 85% 的小型住宅都安装了这种热水器。

20 世纪 50 年代随着廉价燃油和管道天然气的普及，太阳能在经济上的吸引力相对有所下降，甚至在佛罗里达州也是如此，因此其利用率降低。关于佛罗里达州早期太阳能热水器产业的研究表明，其他一些因素也导致了这种利用率的降低 (Scott, 1976)。由于大型房产开发商数量迅速增长，为了竞争，开发商们需要提供初始价格更低的新房，因而更倾向于安装廉价的化石能源热水器。由此剥夺了房屋购买者选择热水器系统

W.J.BAILEY.
太阳能热水器
1909年4月19日提交申请

专利号966070

1910年8月2日

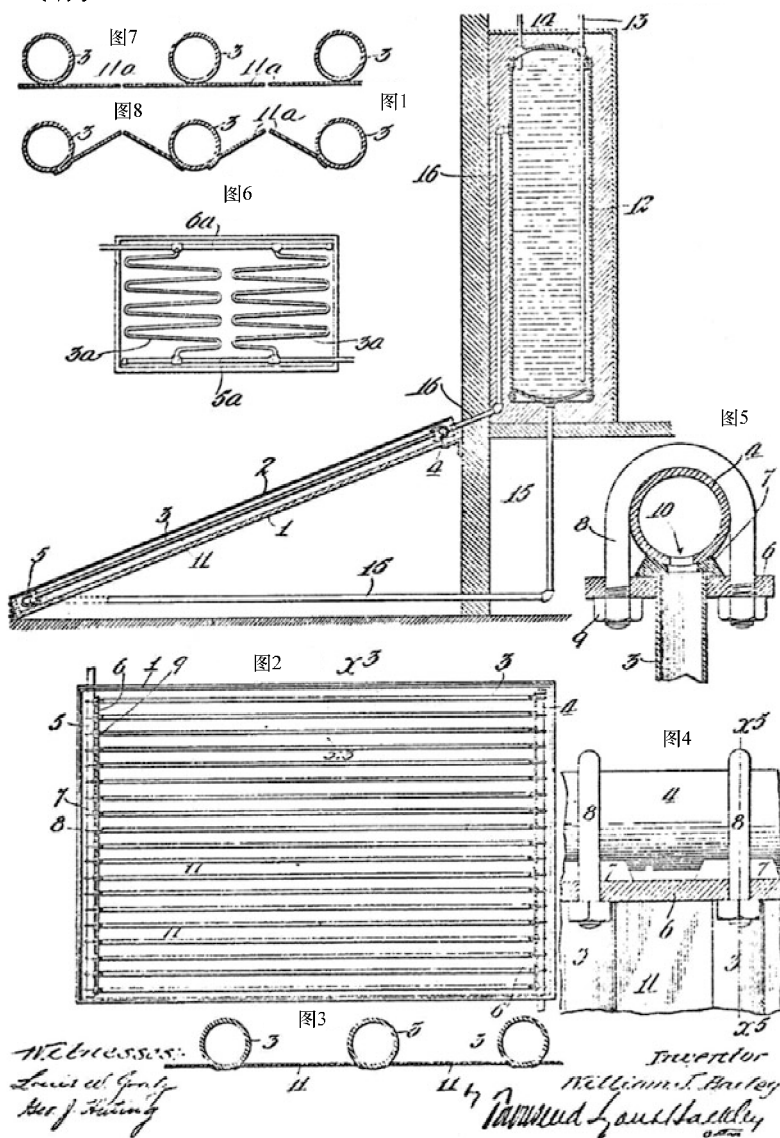


图 8.13 Bailey 的专利

的权利，并且造成了“太阳能产业”规模的缩减。同时，也减少了现有已安装设备的维护服务。不仅如此，这些容量太小的系统难以满足战后家庭对于热水需求的增长。这些问题连同系统的腐蚀问题，都导致用户对太阳能热水器产生不好的评价。这些影响相

互叠加, 最终导致到 1960 年, 佛罗里达州仍在使用的热虹吸型太阳能热水器减少至约 25000 台 (Andrassy, 1961)。

当热虹吸型太阳能热水器在美国南部的热度下降时, 以色列 (Sobotka, 1961)、澳大利亚 (Morse, 1955a)、南非 (Whillier, 1995)、南亚次大陆 (Mathur 等, 1959) 和地中海地区对其兴趣却在悄然上升。这些地区通常全年光照充足, 有足够的工程专业技术, 燃料成本高 (特别是对于偏远地区)。在澳大利亚和南非, 由于设计和施工手册的出版及现场试验的带动, 当地对太阳能热水器的兴趣有所上升 (Morse, 1955b; Chinnery, 1967)。1957 年, 澳大利亚的一个政府委员会建议, 在北部热带地区的政府住宅应当安装热虹吸型太阳能热水器 (Anon, 1957)。1973 年 11 月之后, 随着化石燃料价格的飞涨, 引发了太阳能热利用的再次兴起。热虹吸型机组的商业化生产从塞浦路斯到中国, 在全世界推广开来。从 1980 年开始, 以色列的自然循环式太阳能热水器可以满足全国每年三分之一的水需求 (Shitzer 等, 1979)。在奥地利, 一个最大的强制循环式太阳能热水器市场是在自建太阳能热水器的倡议下发展起来的。从 2007 年开始, 中国的一些地区要求安装太阳能热水器。该政策由政府批准实施 (Runqing 等, 2012)。2010 年, 在 1.45 亿 m^2 的太阳能集热器中有 98 % 为真空管型, 且基本上都是热虹吸型系统 (Zhentao 和 Zhichen, 2010)。

如图 8.14 所示, 在热虹吸型太阳能热水器中, 浮力是由水的温差引起的。集热器

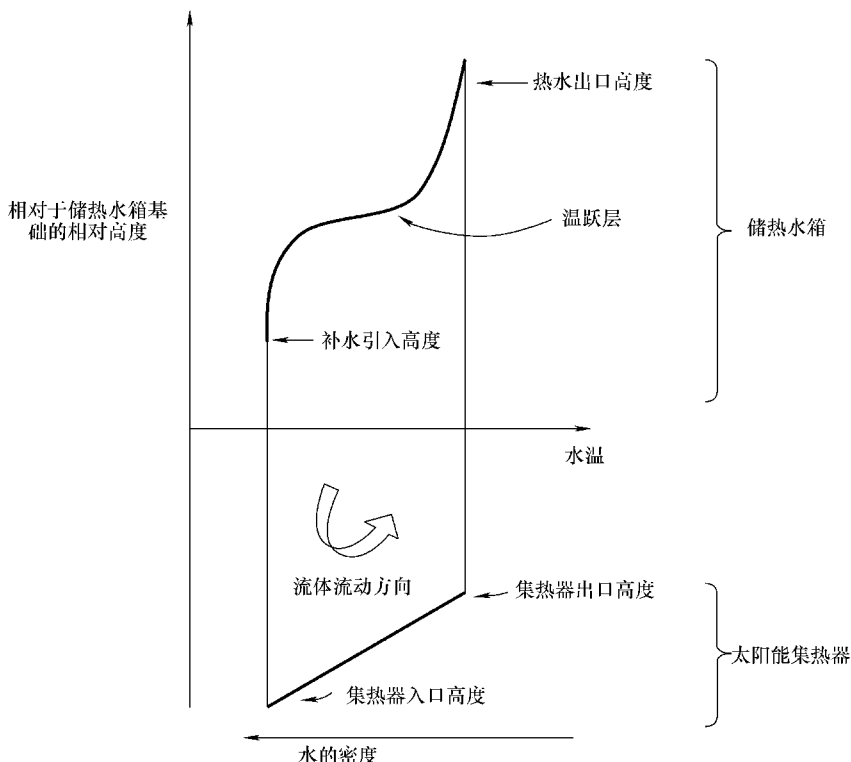


图 8.14 热虹吸型太阳能热水器流动回路的特点

中水的流速取决于浮力克服自然循环回路中摩擦损失的程度。高度差通常是用来防止夜间逆循环。其他两种技术不常使用：其中一种是使用新型的管网布置方式，从而使吸热器和储热器处于相同高度，如图 8.15 所示。另一种技术是使用低流阻单向止回阀 (Buckley, 1979)，如图 8.16 所示。

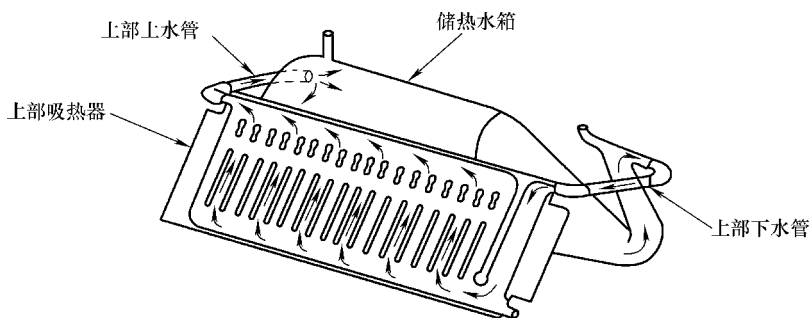


图 8.15 使用水箱-支架装置来防止热虹吸型太阳能热水器的夜间逆循环

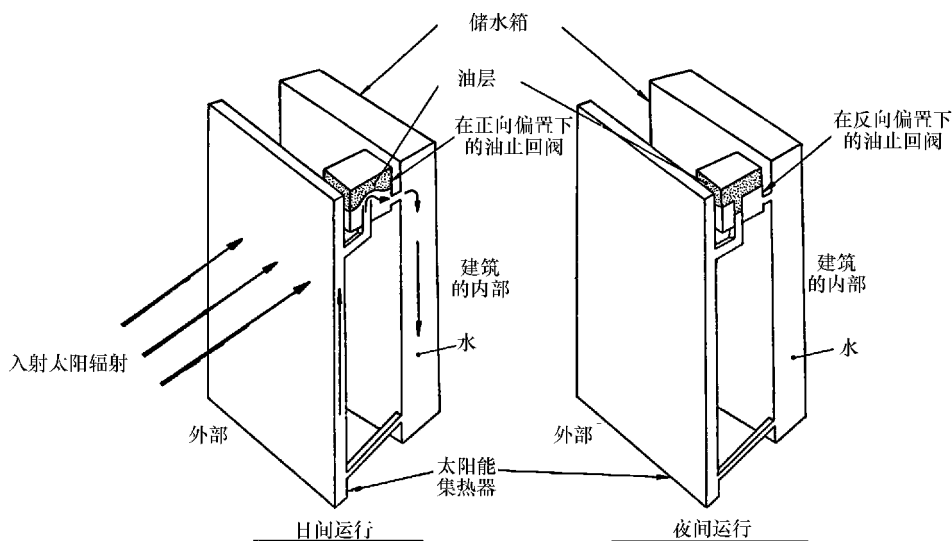


图 8.16 使用油止回阀防止夜间逆循环

为了分析并预测自然循环式太阳能热水器的性能，可以采用以下三种方法：

- 1) 简化模型 (Morrison 和 Tran, 1984; Huang 和 Hsieh, 1985);
- 2) 通过模拟或系统监测建立的性能关联式 (Song 和 Zhang, 1982; Morrison 和 Sapsford, 1983; Hobson 等, 1987; Malkin 等, 1986);
- 3) 通过联立求解能量和动量方程组而进行严格的模拟 (Close, 1962a, b; Ong, 1974, 1976; Young, 1980; Huang, 1980; Mertol 等, 1981; Riddle, 1985; Hobson 和 Norton, 1988)。

前两种方法用于评估系统的长期性能，并确定系统的大小从而得到最高的太阳能保

证率。由于第一种方法做了简化,模型运行条件和系统构造的范围都会受到限制,超出这些条件简化假设就会失效。这种系统通常需要有经过实验确定的信息,而这些信息只有在系统建成后才能获得。第二种方法不能可靠应用于未确定规模和气候条件之间相关性的系统中。

第三种严格的模拟方法可以用于:

- 1) 根据短期的性能模拟进行工程系统优化;
- 2) 在广泛的系统类型和运行条件中建立系统性能的长期相关性;
- 3) 为简化模型在空间和更小时间间隔上的限制提供有用的预测。

实际中,集热器平均温度仅略高于储热水箱的平均温度(Close, 1962),可以用一个简单的分析模型预测在无取水且辐射和环境温度随时间呈正弦变化时储热水箱的日间平均温度。

在已知的条件下应用到具体系统时,这样的分析简单、准确,然而这种分析无法提供关于系统性能与系统参数或环境条件相关性的信息。傅里叶级数展开式可用于模拟环境温度的变化。当通过实验验证这个模型时,在白天可获得良好的相关性。据观察发现,系统的夜间损失率几乎是介于以下两种极端条件下预测的损失率之间:①完全耦合且反向流动强烈;②完全解耦,在集热器和储热水箱之间没有反向流动。

可以用差分法来预测系统的温度分布和热虹吸流速。

- 1) 集热器和储水箱平均温度相等;
- 2) 假设系统温度在流动方向上的变化是线性的。

特定系统在接近太阳辐射阶段的中点时,预测温度与测量值有一定的吻合度,但在其他时刻有很大的差别。

这主要是由于:

- 1) 忽略了平板集热器及连接管路的热容;
- 2) 认为循环流体的密度和黏度是线性相关。

在“详细的回路模型”(Mertol 等, 1981)中,求解耦合的能量与动量方程时,假定考虑到储存水在直接或间接传热下的非稳态流动。假设储热水箱中的温度分布为由经验确定的一维垂直温度分布,并且不必采用简化方法来模拟水箱的取水。

对于完整的热虹吸型太阳能热水器模拟:有限差分、瞬态传热分析应当用于热虹吸循环中所有部件(即集热器、上水管、储液罐、下水管)内的循环流体。为提高瞬时精度,在模拟中应考虑集热板和盖板的热容。循环流体的密度、显热、黏度、导热系数和普朗特数最适合表示为温度的二阶多项式函数。所有的传热系数都必须为基于环境温度和组件平均温度的函数。在数值模拟中,经过每个时间步长都需要更新这些系数。储热水箱模型中应当包含由浮力导致的热分层之间混合的模拟情况(其发生在热流体处于冷流体层之下时)。应考虑集热器玻璃盖板的透射系数,该系数为太阳时角的函数。在确定质量流量时,应该使用包含瞬态项在内的动量方程。计算直管段内的摩擦因子应采用对非等温低雷诺数流动和等温层流动都适用的关联式,而管道弯头处应采用实验确定的层流损失系数。

在简单的混合模型中 (Morrison 和 Tran, 1987), 如果热流体层在冷流体层之下, 且假定会发生完全混合并且相邻的两个节点有共同的温度, 则这一过程会在水箱中不断重复直到温跃层恢复。

作用在流体上的体积力会产生压力项, 这是由于集中在虹吸管回路上的总垂直静压头引起的。

使用有限差分法, 通过其相关的边界条件可求解描述能量和动量传递过程的方程组。非稳态项应该使用一阶向前差分法, 对流项采用一阶迎风差分法, 导热项采用二阶中心差分法。由于存在假扩散, 除非时间步长与节点尺寸很小, 否则使用迎风差分格式会产生较大的误差 (Young, 1980)。方程中的对流项采用二阶中心差分格式代替一阶迎风差分格式, 这看起来会非常有用。然而, 这种格式并不能避免扩散现象, 实际上当速度/热扩散率大于 100 时会产生振荡。对于典型的热虹吸型太阳能热水器, 该比例为 150 时会产生振荡。假扩散可以通过采用在时间和空间上精确的二阶显式差分格式来消除。但是, 只有当单元雷诺数小于等于 2 时才能获得稳定解。这种局限性可能会限制所考虑的系统几何结构和运行条件。当采用高斯-赛德尔迭代法求解联立方程以获得每个节点温度随时间的变化时, 该解法是无条件稳定的, 它对所采用的时间步长的唯一限制就是所需的求解精度。

对于强制循环 (Klein 等, 1976; Liu 和 Hill, 1979) 和自然循环的 (Morrison 和 Tran, 1987; Song 和 Zhang, 1982) 太阳能热水器, 确定广义无量纲参数组是一种实用的方法, 可以很容易预测热水器的长期性能。以前推导的相关参数主要的固有缺点之一是这些参数是基于稳态分析得到的, 因此与相对长期的运行相关。基于对全天性能的瞬态分析, Hobson 等 (1987) 建立了用于确定单个自然循环式太阳能热水器相关特性曲线的方法。

基于位于英国 (Hobson 等, 1987) 和葡萄牙 (Norton 等, 1988) 运行监测系统收集的实验数据, Hobson 等 (1987) 从直接加热的热虹吸型太阳能热水器的瞬态热平衡中确定了无量纲参数 Y 、 Z 和 X (分别称为海伍德数、耶伦特数和布鲁克斯数), 如图 8.17 所示。无量纲的贝利数 K , 是一个表示系统中影响流动的系统参数。Hobson 和 Norton (1988) 利用经验证的数值仿真模型和伦敦西区国立植物园 Kew 的天气数据, 得到了热性能数据, 由此导出了其关联性。耶伦特数 Z 、贝利数 K 、海伍德数 Y 、布鲁克斯数 X 和比负荷 W 之间的关系表示在图 8.17 所示的诺模图中 (Hobson 和 Norton, 1988)。海伍德数 Y 、耶伦特数 Z 和比负荷 W 均是应用条件的函数, 而贝利数 K 本质上是系统设计的函数。然而, 设计者可以通过图 8.17 所示的诺模图很容易获得这些无量纲参数组所包含的信息, 并由此确定布鲁克斯数 X 以及太阳能保证率。

一般而言, 强制循环式太阳能热水器与热虹吸型太阳能热水器相比, 不会产生更多的热水且加热水的效率也不会更高。但是, 相较于热虹吸型系统, 强制循环系统的一个重要优点是其在布局上具有灵活性, 比如, 只有集热器需要安装在建筑室外。因此, 屋顶不需要承受一个热水箱的重量。特别是对于大型系统, 安装会更容易, 并且在某些情况下这是唯一可行的办法。在强制循环式太阳能热水器中, 为了避免热水在储热水箱中

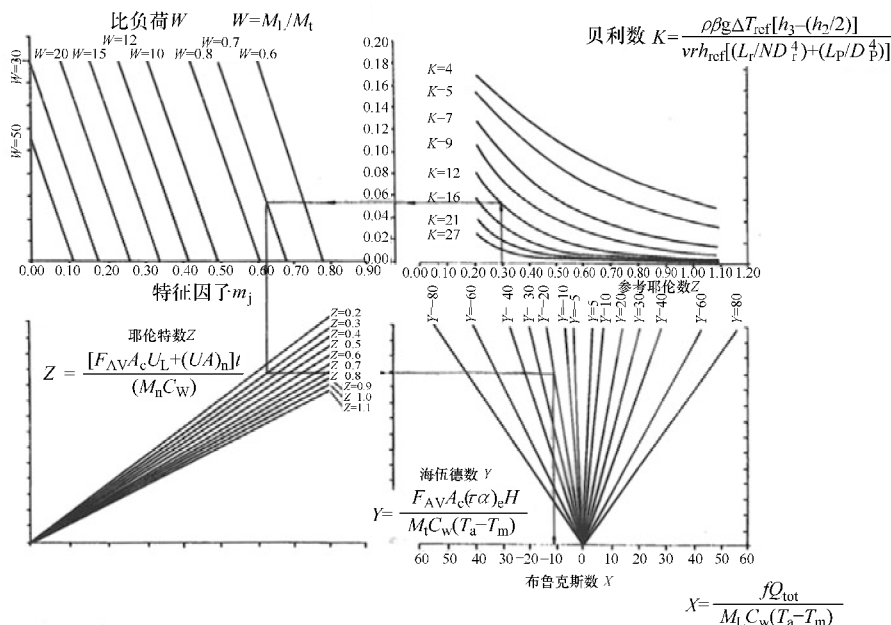


图 8.17 直接式热虹吸型太阳能热水器的诺模图

降温，水泵必须在夜间以及在集热器的集热量低于其散失热量时停止运行。为了实现这一点，温度传感器通常安装在集热器的入口和出口，并用于控制泵启动。尽管在多数实际系统中，泵都是由未修正的温差来控制启停的（Deutsche Gesellschaft für Sonnenenergie, 2005），但仍有研究者提出了各种不同的控制算法（Wuestling 等, 1985; Prud'homme 和 Gillet, 2001）。使用光伏驱动循环泵（Parker, 1976; Stefanizzi 等, 2003）的系统只有当太阳能强度满足最佳泵性能（Al-Ibrahim 等, 1996）所需电力时才会工作。对于大部分的强制循环系统，Ji 等（2006）提出了一种新颖的壁挂式系统，其集热器安装在屋顶上，并且其独立的地面集热器阵列已经应用于超大规模的太阳能集中供热系统（Schmidt 等, 2004; Dalenbäck, 2010）。

太阳能联合系统（Combisystem）可以同时满足供暖和供热水的需求。当保温良好的热分层、小容量辅热储热器运行在低设定点温度下时，可以实现高效节能（Weiss, 2003）。辅助加热系统应高效运行。太阳能联合系统的安装结构形式有很多种，这取决于工程师的偏好和经验、制造商的说明书以及改造时现有水箱和连接管道的布置。当需要建立广泛适用的系统特征评定方法时（Letz 等, 2009），这就变得很困难。在套箱式太阳能联合系统中，家用热水箱被集成到采暖热水箱中。太阳能的热量通过位于水箱下部的内螺旋式换热器传递。家用热水直接取自储热水箱。另一种设计是使用“比基尼”式水箱系统，在其上部和下部各有一个独立的夹层环绕着储热水箱。这些循环的家用热水和太阳能加热水分别将热量传递给供暖用水。家用热水直接从水箱取水。理论研究表明，这种“比基尼”式水箱的太阳能联合系统（Yazdanshenas 和 Furbo, 2007）可适用

于低耗能的建筑,因为这些系统在低辅热容量、低设定点温度时效率更高 (Yazdanashty 等, 2008)。

当不追求高水温时,可使用不加盖板的平板集热器和简易排布的黑色塑料管来对游泳池的水进行加热。目前在美国、加拿大和澳大利亚,游泳池加热系统是主要的太阳能热水器类型 (Weiss 和 Mauthner, 2010)。系统几乎都采用强制循环,并且高纬度地区游泳池集热器中的水会在冬季被排空。通过逐时模拟进行参数分析,进而对太阳能加热游泳池进行优化 (Ruiz 和 Martinez, 2010)。

8.4 光伏太阳能热水器

光伏太阳能热水器是将光伏阵列产生的电力通入浸没在水箱中的电阻加热器来产生热量 (Fannery 和 Daugherty, 1997; Fannery 等, 1997)。光伏阵列伏安特性的最大功率点可以通过调节加热元件的电力负荷来维持。光伏系统的太阳能转换效率通常比太阳能集热器低 (一般低 2 倍或更多)。因此,光伏太阳能热水器的集热面积通常是太阳能热水器集热面积的 2 倍以上。光伏电池单位面积的成本目前也高于太阳能集热器。由于需要大面积的昂贵太阳能集热部件,光伏太阳能热水器和太阳能热系统相比,在经济上缺乏竞争力。然而,由于只需要一根电缆便可连接加热元件与光伏阵列,因而其安装过程简单,同时使用电能进行能量传输不需要降低主水压力或进行防冻保护。许多建筑集成光伏系统 (Norton 等, 2011) 作为一个内嵌式的发电机,可以并网发电 (Mondol 等, 2009)。如果并网光伏系统的售电价格不高或者不能提供足够的投资回报,光伏建筑一体化系统产生的超过建筑本身用电负荷的多余电力的最佳利用方式是用来加热水。事实上,在这种情况下可以在光伏发电供能的建筑中使用即热式电热水器。

8.5 防冻保护

集热器中的水冻结可能会导致需要更换集热器,并且内部节点处可能突然爆裂而对建筑造成严重的水渍损害。这些都会增加成本,并且对经济可行性和消费者信心产生不利影响。在全球范围内,太阳能热水器主要是采用真空管集热器 (Rabl, 1985),因为它们在中国非常普遍。结合真空外管、具有低长波透射率的太阳能选择性吸收表面和热管固有的对玻璃冻坏压力的耐久性,可以防止集热器中的水结冻。多层玻璃 (Duffie 和 Beckman, 1991) 和透明隔热材料可以为集热器提供防冻保护。尽管使用过多层玻璃 (例如一个 6 层盖板的超隔热系统) 会由于光学损失而降低集热器的性能 (Bishop, 1983),但其仍然可以应用到一体被动式太阳能热水器中。蓄热体为一体承压式太阳能热水器提供了重要的防冻保护作用 (Smyth 等, 2001a, b)。在冬季,所有类型系统中的水也都要尽可能被排空 (Duffie 和 Beckman, 1991; Deutsche Gesellschaft für Sonnenenergie, 2005)。

为了避免集热器内的水在寒冷气候条件下冻结而给管网造成潜在危害,最常见的内在保护措施是在由集热器、换热器及连接管路组成的封闭环路中加入乙二醇水溶液。该系统的优点是不需要自动或人工地调控排水阀。一些非常寒冷的地区在多云的寒冷天气过后,会立即出现可利用的太阳辐射。在这种条件下,与排空式系统不同,由乙二醇填充的间接系统可以产生温水。与直接式系统相比,间接式系统在温暖条件下热效率较低,从而抵消了上述优势。对于热虹吸式太阳能热水器,间接式系统的效率相对较低(Norton 和 Edmonds, 1991)。由于乙二醇水溶液黏度较高(与水相比),会降低自然循环的流速,另外(与直接式系统相比)换热器会产生附加的流动阻力和传热阻力,传热流体的比热容也比水低。

使用采光口防冻液会造成集热器性能的下降,但可能会因系统全年运行时间的延长而得到补偿。在气候、太阳能热水器和取水方式的特定组合下,存在一个最佳的采光口防冻液浓度。

在商业应用的、浓度 50% 以内的乙二醇水溶液凝固点和英国伦敦每月环境温度分布(其中记录了冰冻时期)条件下,系统安全运行的临界浓度如图 8.18 所示。在特定的系统和条件下(Norton 和 Edmonds, 1991),最佳丙二醇水溶液浓度如图 8.19 所示,全年运行的临界浓度为 25%。与仅在 3~10 月份使用而在冬季将水排空的直接式系统相比,具有最佳丙二醇水溶液浓度的间接式系统全年运行的输出要高出约 12%。

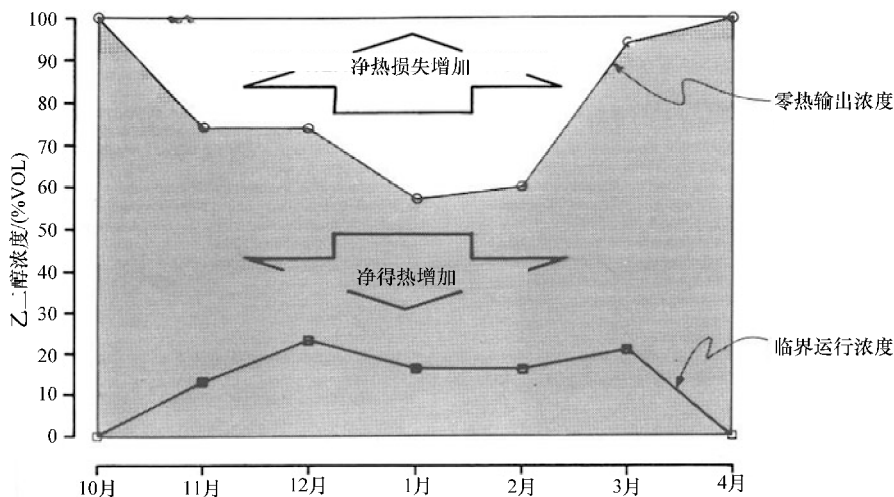


图 8.18 间接式热虹吸型太阳能热水器的临界乙二醇浓度

另一种防止冻结损坏的方法是在排水系统中使用间接式防冻输送的集热储热回路。可以通过以下两种不同的方式实现:

- 1) 排空式: 在冬季将直接式系统中的水全部排空,直到不可能再出现冻结的天气条件。
- 2) 回灌式: 当泵运行时,水只在集热器中流动。当位置低于集热器的泵停止工作时,水就会回落到建筑管道预设的水位。与防冻间接式系统相比,这种直接式回灌系统

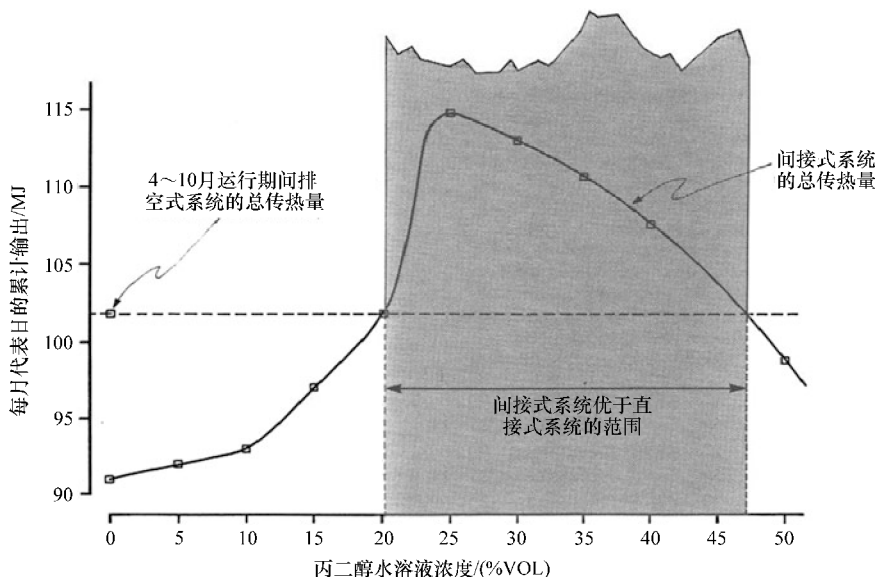


图 8.19 不同浓度丙二醇水溶液的热水量

的优势在于不需要增加换热器便可高效得热。与排空式系统相比，其优势在于可以延长运行时间。其缺点在于需要更大功率的泵并产生额外的泵运行能耗。这类系统在法国和美国有特定用途（Siré, 2011）。在美国的一个例子是，将这种系统与光伏动力泵结合使用（Dontje, 2007）。

8.6 系统测试方法

与许多其他制造业一样，太阳能集热器及系统的性能测试是非常必要的，购买者能够凭借易于理解的性能指标来比较来自不同生产商和不同类型的集热器。当然，测试对于整个行业是有益的而且必要的，它可以作为制造商独立的质量控制机制，并为他们提供改进产品的信息（测试数据）。一种可接受的测试方法必须是可靠且可重复的，同时必须能够获得所需的热性能数据。通过这些数据，研究人员可以对集热器进行技术上和经济上的评估，还能够对系统进行比较。在测试过程中，需要记录环境温度、水温、太阳辐射和风速。选择多个或单个典型的取水特性，并计算相应的效率。

在美国，第一个被广泛采用的行业标准是 ASHRAE 标准—95（Anon, ASHRAE, 1981），它应用于所有的家用太阳能热水系统。让热水器处于特定的辐射强度、环境温度、取水特性等控制条件下，在 3 天之后集热器会达到一个平衡状态，由此提取的能量是恒定的。然而，测试不能预测系统的长期性能，也无法得到与长期性能预测相关的系统参数。Thomas（1985）扩展了 ASHRAE 标准—95 的使用范围，包括使用替代的在线热源试验对一体被动式太阳能热水器进行测试。将一体被动式太阳能热水器当成一个长期恒定的常规集热器来处理，测定其热效率和入射角的响应特性。利用这些数据，根据

ASHRAE 标准—95 替代测试程序, 设计在线热源程序来模拟太阳辐射。

可以通过以下四种不同的方法测试太阳能热水器的特性:

- 1) 长期的室外测试 (Morrison 和 Sapsford, 1983; Fanney 和 Klein, 1983; Western 等, 1980)。
- 2) 短期的室外测试 (Cooper 和 Lacey, 1981; McLean, 1978; Chinneru, 1971; Reichmuth 和 Robison, 1982)。
- 3) 使用太阳模拟器进行室内测试 (Jarnes 和 Proctor, 1983)。
- 4) 使用电加热设备进行室内测试 (Fanney, 1984)。

将短期测试数据扩展得到系统长期性能数据有以下三种主要的方法:

- 1) 输入/输出方法。这种方法是把系统看成一个完整的单元, 如同一个黑箱, 只有输入和输出与分析相关。每日入射到系统的太阳辐射作为系统的输入, 供应的热水作为输出。结果可以绘制成简单的太阳能输入与热水输出的关系图, 如图 8.20 所示, 或者在图中使用修正后的太阳辐射作为输入参数以表征太阳辐射的可用性。

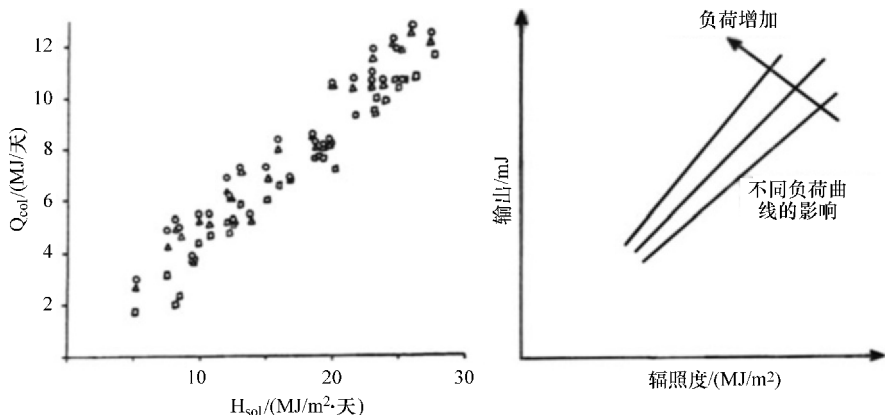


图 8.20 输入/输出方法, 左图为获得的每日结果的典型示例, 右图为不同热水负荷的影响

- 2) 基于相关性的方法, 如同集热器回路效率法。主要回路的效率由系统短期测试确定 (5h)。这一参数可用于关联两个集热器参数和储热器参数来预测系统的长期性能。

- 3) 模拟方法, 组件测试和短期系统测试数据为计算机仿真模型提供参数 (Haberl 等, 2009)。然后, 使用逐时的天气数据进行模拟, 得到系统的长期性能。这种方法需要使用仿真模型, 包括模拟各个部件 (例如特定的聚光器和换热器) 和现象 (例如虹吸型太阳能热水器的自然循环流速) 的合适算法。

计算机模拟需要测量特定的参数, 例如:

- ① 集热器的热容量;
- ② 光学效率;
- ③ 热损失系数;
- ④ 换热器系数。

这些参数由短期实地测试或太阳模拟器测试来确定, 并且将环境温度、进水温度、

太阳辐射和负荷需求的数据输入到仿真模型中,以预测系统的长期性能 (Boussemare, 1986; Boussemare 和 Bougard, 1988)。

当前,用于工厂制造太阳能热水机组的标准 EN12976 和标准 ISO/DIS 9459—5 (de Jalón 等, 2012) 被用来对系统进行评定。这些测试已被作为产品认证的基础,例如欧洲的“Solar Keymark”计划 (Nielsen, 2007)。

参 考 文 献

- Al-Ibrahim AM, Klein SA, Beckman WA, Mitchell JW (1996) An investigation of photovoltaic powered pumps in direct solar domestic hot water systems. In: Proceedings of the ASES Solar '96, Asheville
- Alt HL (1935) Sun effect and the design of solar heaters. Heating, Piping and Air Conditioning, 111–118
- Andrassy S (1961) Solar water heaters. In: Proceedings of the United Nations conference on new sources of energy, Rome, pp. 20–22
- Anon (1946) Putting sunbeams on the roof to work. Plumb Heat J 117:44–46
- Anon (1957) Report and recommendations, inter-departmental committee on equipment in tropical staff houses and community amenities: appendix D. Government of the Commonwealth of Australia
- Anon (1981) Method of testing to determine the thermal performance of solar domestic water heating systems. ANSI/ASHRAE Standard, 95–1981, ASHRAE, 1791, Atlanta
- Baer S (1975) “Breadbox” water heater plans. Zomeworks, Albuquerque
- Bailey WJ (1910) Solar heater. US patent no. 966, 070
- Bainbridge DA (1981a) Integral passive solar water heater performance. In: Proceedings of the 6th national passive solar conference, Portland, pp 163–167
- Bainbridge DA (1981b) The integral passive solar water heater book. The Passive Solar Institute, Davis
- Bishop RC (1983) Superinsulated batch heaters for freezing climates. In: Proceedings of the 8th national passive solar conference, Sante Fe, pp 807–810
- Boussemare C (1986) Computer simulation of the CSTG experimental test procedure for ICS DHW systems. In: Proceedings of the 4th meeting of the solar collector and systems testing group, Lisbon, pp 285–298
- Boussemare C, Bougard J (1988) Contribution to the development of test procedures for integral collector storage DHW systems. In: Proceedings of the 3rd meeting, solar collector and systems testing group, Lyon, pp 285–312
- Buckley S (1979) Sun up to Sun down. McGraw-Hill, New York
- Burns S, Zeenni E, Guven HM (1985) Stratification and performance characteristics of a solar breadbox water heater. In: Proceedings of the 10th national passive solar conference, Raleigh, pp 430–435
- Butti K, Perlin J (1977) Solar water heaters in California, 1891–1930. The CoEvolution Quarterly, 4–13
- Butti K, Perlin J (1980) A golden thread. Van Nostrand Reinhold, New York
- Carnes A (1932) Heating water by solar energy. Agri Eng 6(13):156–159
- Charters WWS, de Forest L, Dixon CWS, Taylor LE (1980) Design and performance of solar boosted heat pumps. In: Proceedings of the Australian and New Zealand Solar Energy Society, annual conference, Melbourne
- Chinnery DNW (1967) Solar water heating in South Africa. SCIR Research Report, 284
- Close DJ (1962a) The performance of solar water heaters with natural circulation. Solar Energy 6:33–40
- Close DJ (1962b) CSIRO Engineering Section Report ED 7, Melbourne

- Cooper PI, Lacey JC (1981) Evaluation of a household solar water heating system rating procedure using a reference system for performance comparison. *Solar Energy* 26:213–222
- Czarnecki JT, Read WRW (1978) Advances in solar water heating for domestic use in Australia. *Solar Energy* 20:75–80
- Dalenbäck J-O (2010) Take off for solar direct heating in Europe. *Polska Energetyka Sloneczna* 1–4:9–15
- De Beijer HA (1998) Product development in solar water heating. *Renew Energy* 15:201–204
- De Jalon AG, Mateu E, Sallaberry F, Fritzzsche U (2012) EN-12976 guide of procedures for reliability tests of factory made systems. CENER report, CENER, Sarriuren
- Deutsche Gesellschaft für Sonnenenergie (2005) Planning and installing solar thermal systems: a guide for installers. Earthscan, London
- Dontje JH (2007) Designing a pv-powered drainbank solar hot water system. *Homepower Am Eng* 120:96–100
- Duffie JA, Beckman WA (1991) *Solar engineering of thermal processes*. Wiley, New York
- Esen M, Esen H (2005) Experimental investigation of a two phase closed thermosyphon solar water heater. *Solar Energy* 79:459–468
- Fanney AH (1984) An experimental technique for testing thermosyphon solar hot water systems. *ASME J Solar Energy Eng* 106:457
- Fanney AH, Daugherty BP (1997) A PV solar water heating system. *ASME J Solar Energy Eng* 119:126–133
- Fanney AH, Dougherty BP, Kramp KP (1997) Field performance of photovoltaic solar water heating systems. *ASME J Solar Energy Eng* 119:265–272
- Fanney AH, Klein SA (1983) Performance of solar domestic hot water systems at the National Bureau of Standards – measurements and predictions. *ASME J Solar Energy Eng* 105:311–321
- Garg HP, Ganguli R, Puri JS, Pal RS (1972) Design and performance prediction of low cost solar water heater. *Res Ind* 17:125–129
- Gilliaert D, Tebaldi P (1987) Development of standard test procedures for the determination of the long term performance of solar domestic hot water systems, a concerted action of the Commission of the European Communities, European Solar Collector and Systems Testing Group. In: *Proceedings of the 7th meeting, Catania*
- Haberl R, Frank E, Vogelsanger P (2009) Holistic system testing. In: *Proceedings of the ISES solar world congress, Johannesburg*
- Hawladar MNA, Chou SK, Ullah MZ (2001) The performance of a solar-assisted heat pump water heating system. *Appl Therm Eng* 21:1049–1065
- Hobson PA, Lo SNG, Norton B, Probert SD (1987) Correlating the daily performance of indirect thermosyphon solar energy water heaters. In: *Proceedings of the ISES solar world congress, Hamburg*
- Hobson PA, Norton B (1988) A design nomogram for direct thermosyphon solar-energy water heaters. *Solar Energy* 43:85–93
- Huang BJ (1980) Similarity theory of a solar water heater with natural circulation. *Solar Energy* 25:191–198
- Huang BJ, Hsieh CT (1985) A simulation method for solar thermosyphon collector. *Solar Energy* 35:31–43
- Huang BJ, Lee CP (2003) Long-term performance of solar-assisted heat pump water heater. *Renew Energy* 29:633–639
- Huggins JC, Block DL (1984) Development of solar domestic hot water systems performance prediction methodology based on system test results. Contract report FSEC-CR-100-84, Florida Solar Energy Center, Cape Canaveral
- Jarnes SR, Proctor D (1983) Evolution of a standard for evaluating the thermal performance of a domestic solar hot water system. In: *Proceedings of the international solar energy society solar world congress, Perth*
- Ji J, Hun J, Chow T-T, Yi H, Lu J, He W, Sun W (2006) Effect of fluid flow and packing factor on energy performance of wall-mounted hybrid photovoltaic/water heating collector system. *Energy Build* 38:1380–1387

- Klein SA, Beckman WA, Duffie JA (1976) A design procedure for solar heating systems. *Solar Energy* 18:113–127
- Lange FS (1981) And the winner is, New Shelter, May/June: 32–39
- Letz T, Bates C, Perers B (2009) A new concept for combisystems characterisation, The FBC method. *Solar Energy* 83:1540–1549
- Liu ST, Hill JE (1979) A proposed technique for correlating the performance of solar domestic water-heating systems. *ASHRAE Trans* 85, part (i): 96–109
- Malkin MP, Klein SA, Duffie JA (1986) A design method for thermosyphon solar domestic hot water systems, *Solar engineering – 1986*. In: *Proceedings of the ASME solar energy conference*, Anaheim
- Mathur KM, Khanna HL, Davey TM, Suri SP (1959) Domestic solar water heater. *J Scient Ind Res* 18A:51–58
- McLean DI (1978) Performance testing of solar equipment. *Solar energy conference*. Energy Research Institute, University of Cape Town, South Africa, 18–20 Sept 1978
- Merle A (1940) Solar heaters for service water. *Heat Ventilation* 37:22–26
- Mertol A, Place W, Webster T, Greif R (1981) Detailed loop model Davis analysis of liquid thermosyphons with heat exchangers. *Solar Energy* 27:367–386
- Mondol JD, Yohanis YG, Norton B (2009) Optimising the economic viability of grid-connected photovoltaic systems. *Appl Energy* 86:985–999
- Morrison G (1984) Simulation of packaged solar heat pump water heaters. *Solar Energy* 53:249–257
- Morrison GL, Sapsford CM (1983) Long-term performance of thermosyphon solar water-heaters. *Solar Energy* 30:341–350
- Morrison GL, Tran HN (1984) Simulation of the long term performance of thermosyphon solar water heaters. *Solar Energy* 33:515–526
- Morrison GL, Tran NH (1987) Correlation of solar water heater test data. *Solar Energy* 39:135–142
- Morse RN (1955a) Solar water heaters. In: *Proceedings of the world symposium on applied solar energy*, Phoenix, pp 919–200
- Morse RN (1955b) The design and construction of solar water heaters. Report E.D.I, central experimental workshops, Commonwealth Scientific and Industrial Research Organisation, Melbourne
- Nielsen JE (2007) Introduction to solar keywork – the story and process in short. *Solar keymark workshops*, Vienna
- Norton B (2011) Solar water heaters: a review of systems research and design innovation, *Green. Int J Sustain Energy Convers Storage* 1:189–207
- Norton B, Eames PC, Yadav YP (1991) Symmetric and asymmetric linear compound parabolic concentrating solar energy collectors. The state-of-the-art in optical and thermophysical analysis. *Int J Ambient Energy* 12(4):171–190
- Norton B, Eames PC, Mallick TK, Huang MJ, McCormack SJ, Mondol JD, Yohanis YG (2011) Enhancing the performance of building integrated photovoltaics. *Solar Energy* 85:1629–1664
- Norton B, Edmonds JEJ (1991) Aqueous propylene glycol concentrations for the freeze protection of thermosyphon solar energy water heaters. *Solar Energy* 47(5):375–382
- Norton B, Edmonds JEJ, Kovelos E (1992) Dynamic simulation of indirect thermosyphon solar energy water heaters. *Renew Energy* 2:283–297
- Norton B, Probert SD (1986) Thermosyphon solar energy water heater's. *Adv Solar Energy* 3:125–170
- Norton B, Reis A, Lo SNG, Hobson PA, Inverno AC (1988) Correlation of the performance of passive solar-energy water-heaters for the Portuguese climate. In: *Proceedings of the P.L.E.A. 88 passive and low energy architecture*, Porto, pp 687–692
- Ong KS (1974) A finite difference method to evaluate the performance of solar energy water heater. *Solar Energy* 16:131–147
- Ong KS (1976) An improved computer program for the thermal performance of a solar water heater. *Solar Energy* 18:183–191

- Ong KS, Md H-E-A (2003) Performance of a R134a-filled thermosyphon. *Appl Thermal Eng* 23:2373–2381
- Ordaz-Flores A, Garcia-Valladares O, Gomez VH (2012) Findings to improve the performance of a two-phase flat plate solar system, using acetone and methanol as working fluids. *Solar Energy* 86:1089–1098
- Panico D, Clark G (1984) General design method of integral passive solar water heaters In: Proceedings of the 9th national solar conference, Columbus, pp 81–86
- Parker GJ (1976) A forced circulation system for solar water heating. *Solar Energy* 18:475–479
- Proctor D (1984) A generalised method for testing all classes of solar collector. *Solar Energy* 32 (3):387–393
- Prud'homme T, Gillet D (2001) Advanced control strategy of a solar domestic hot water system with a segmented auxiliary heater. *Energy Buildings* 33:463–475
- Rabl A (1985) Active solar collectors and their applications. Oxford University Press, Oxford
- Reddy SJ (1987) The estimation of global solar radiation and evaporation through precipitation. *Solar Energy* 38:97–104
- Reichmuth H, Robinson D (1982) An analytical model and associated test procedure for predicting the performance of batch type DHW systems. In: Proceedings of the 7th national solar conference, Knoxville, pp 963–968
- Riddle DE (1985) Modelling the transient performance of natural circulation solar hot water systems. *Num Meth Thermal Problems* 4:1029–1039
- Ruiz E, Martinez PJ (2010) Analysis of an open air swimming pool solar heating system using an experimentally validated TRNSYS model. *Solar Energy* 84:116–123
- Runqing H, Peijun S, Zhongying W (2012) An overview of the development of solar water heater industry in China. *Energy Policy* 5:46–51
- Schmidt T, Mangold D, Müller-Steinhagen H (2004) Central solar heating plants with seasonal storage in Germany. *Solar Energy* 76:165–174
- Schreyer JM (1981) Residential application of refrigerant-charge solar collectors. *Solar Energy* 26:307–312
- Scott JE (1976) The solar water heater industry in South Florida: history and projections. *Solar Energy* 18:387–393
- Shitzer A, Kalmanoviz D, Zvirin Y, Grossman G (1979) Experiments with a flat-plate solar water heating system in thermosyphonic flow. *Solar Energy* 22:27–36
- Siré R (2011) Drainback systems use an efficient and safe solution for large solar domestic hot water installations; practical experience. In: Proceedings of the 5th European solar thermal energy conference, Marseille
- Smyth M, Eames PC, Norton B (2001a) Evaluation of a freeze resistant integrated collector/storage solar water heater (ICSSWH) for Northern Europe. *Appl Energy* 68:265–274
- Smyth M, Eames PC, Norton B (2001b) Annual performance of heat retaining integrated collector/storage solar water heaters in a northern maritime climate. *Solar Energy* 70(5):391–401
- Smyth M, Norton B (2006) Integral collector storage solar water heaters. *Renew Sustain Energy Review* 10:503–538
- Sobotka R (1961) Solar water heaters. In: Proceedings of the United Nations conference on new sources of energy, Rome, pp 96–99
- Song ZP, Zhang HJ (1982) Prediction of system performance of solar water heaters for specified locality. *Solar Energy* 28:433–441
- Stefanizzi P, Cardinale N, Piccininni P (2003) Economic optimisation of loss-flow domestic hot water plants. *Renew Energy* 28:1899–1914
- Thomas WC (1985) Investigation of standard test procedures for integral storage solar domestic hot water systems. Report No VPI-E-85.5, Virginia Polytechnic Institute and State University
- Troi A, Vangiouklakis Y, Korma E, Jähmig D, Wiemken E, Franchini G, Mugnier D, Egilegor B, Melograno P, Sparber W (2008) Combi+ ; identification of most promising markets and promotion of standardised system configuration for small scale solar space heating and cooling applications. In: Proceedings of the EuroSun, Lisbon

- Tully N (1983) Performance prediction of integral solar water heaters. In: Proceedings of the ISES solar world congress, Perth, pp 254–258
- Weiss W (2003) Solar heating for houses – a design handbook for solar combisystems. James and James, London
- Weiss W, Mauthner F (2010) Solar heat worldwide. International Energy Agency, Solar Heating and Cooling Programme
- Weller P, Clark G, Collins W (1985) Indoor testing of an integral passive solar water heater. In: Proceedings of the 10th national passive solar conference, Raleigh
- Western BE, Benseman RF, Robinson WH (1980) The saving from domestic solar water heaters. New Zeal Energy J 53:90–93
- Whillier A (1995) PhD thesis, MIT, Cambridge
- Wuestling MD, Klien SA, Duffie JA (1985) Promising control alternatives for solar water heating systems. ASME J Solar Energy Eng 107:215–221
- Yazdanshenas E, Furbo S (2007) Theoretical comparison between solar water/space-heating combisystems and stratified design options. ASME J Solar Energy Eng 129:438–448
- Yazdanshenas E, Furbo S, Bates C (2008) Theoretical comparison between solar combisystems based on bikini tanks and tank in-tank solar combisystems. In: Proceedings of the EuroSun 2008, Lisbon
- Yeh H, Chen L (1986) Analysis of a built-in storage type of solar water heater. Energy 11 (7):727–732
- Young MF (1980) Solar domestic hot water systems: a comparative study and storage tank investigation. Ph.D. thesis, University of California, Davis
- Zhentao L, Zhichen H (2010) The development and future of solar thermal application industry in China. Convection on China's solar thermal application industry, Hefei
- Zollner A, Klein SA, Beckman WA (1985) A performance prediction methodology for integral collection-storage solar domestic hot water systems. ASME J Solar Energy Eng 107:265–272

第 9 章

太阳能干燥

食物产品 30% 的损失是由于其保存不当而产生腐败所造成的。干燥是在湿产品和热空气流之间进行热质传递的过程。理想情况下，太阳能干燥器的设计和运行应保证产品的干燥过程能均匀、有效地进行，使产品中的水分含量降至能够使产品安全储存的水平（见图 9.1）。

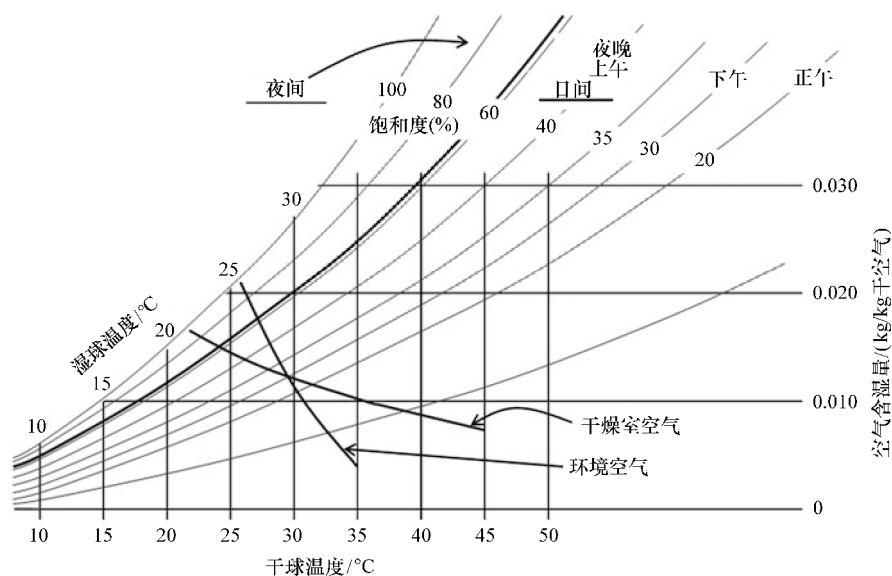


图 9.1 尼日利亚自然循环太阳能干燥器的干燥和环境空气的焓湿图

传统的曝晒干燥（见图 9.2）既低效，也不卫生。太阳能干燥则具有更加高效、干净、可控和省时的优点，能够维持稳定的最终水分含量并且减少产品的腐烂。

各种类型的太阳能干燥器如图 9.3 所示。热带地区常用的太阳能食品干燥器包括：

- 1) 自然对流式太阳能干燥器，主要为质量容量有限的箱式干燥器；
- 2) 强制对流式太阳能干燥器，更高效且可用于亚热带地区。

Esper 和 Mühlbauer (1993) 推荐使用隧道式干燥器。在农村地区，传统的水果和蔬菜干燥方法是产品铺放在地面上，直接在阳光下曝晒。尽管这种自然晾晒法有效且廉价，但也具有许多缺点，例如尘土污染、昆虫和细菌滋生以及雨水浸湿会造成食品的损



图 9.2 谷物曝晒干燥

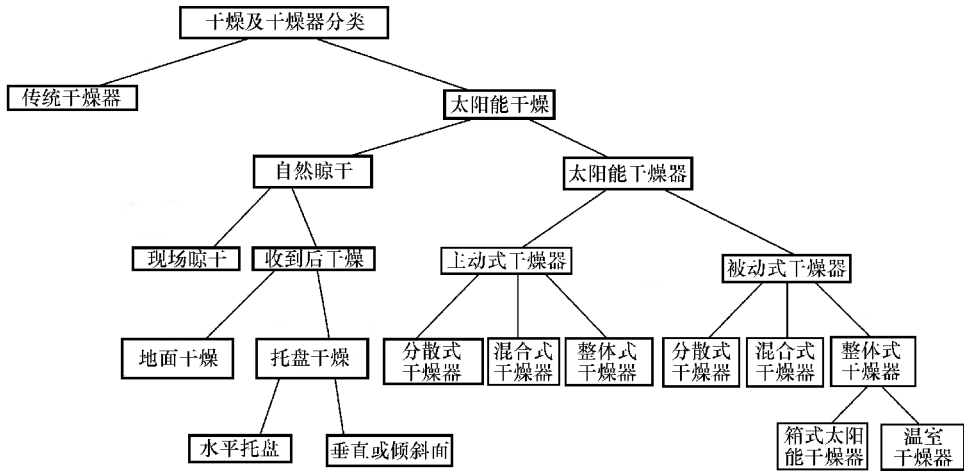


图 9.3 太阳能干燥器的分类

失。通常认为这种干燥方法会不可避免地出现这些问题。为了避免上述缺点，加快产品干燥，控制最终含湿量并减少细菌滋生造成的浪费，可以使用太阳能干燥器来干燥这些产品。通过从食物中去除足量的水分来防止其腐烂和变质。干燥不同类型的食物，其最佳水分含量会从 5% ~ 25% 不等。太阳能干燥可以看作是对太阳晒干自然晾晒技术的一种优化，也是一种太阳能高效利用技术。热带和亚热带地区有丰富的太阳辐射资源。成功的干燥取决于：

- 1) 足够的热量能使水分蒸发, 而不会煮熟食物;
- 2) 干空气能吸收食物释放出的水分;
- 3) 空气循环充分以带走水分。

自然对流太阳能干燥器不需要利用电力或化石燃料驱动, 因此它是干燥的首选方法。已经有许多关于农产品自然对流太阳能干燥技术的研究报道, 其中包含以下几种设计:

- 1) 适用于果蔬干燥的自然循环箱式太阳能干燥器 (Sharma 等, 1995), 如图 9.4 所示;

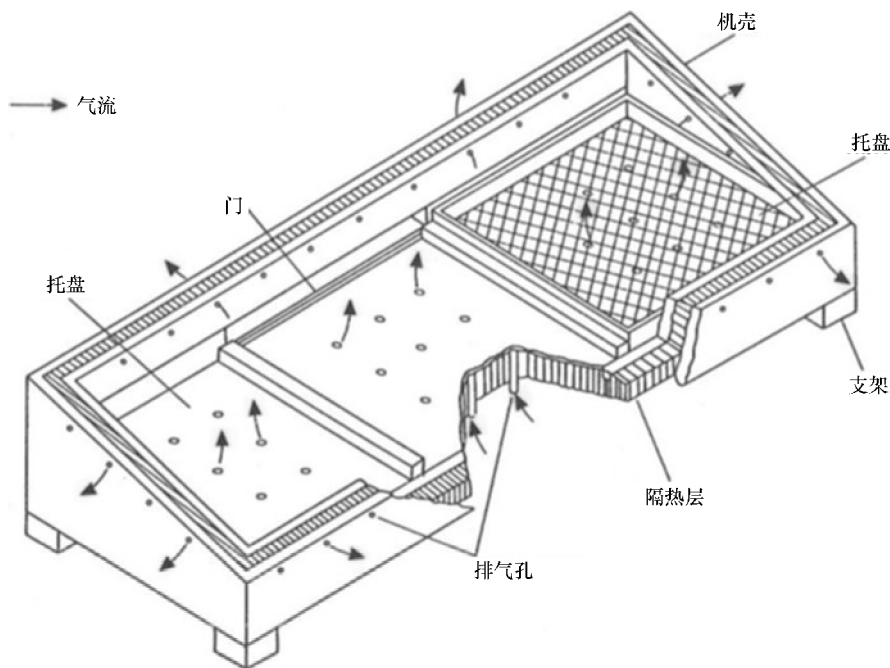


图 9.4 自然循环箱式太阳能干燥器

- 2) 适用于稻谷烘干的自然循环混合式太阳能干燥器 (Exell 和 Kornsakoo, 1978; Oosthuizen, 1995), 如图 9.5 所示;
- 3) 自然循环圆顶型太阳能干燥器, 如图 9.6 所示;
- 4) 自然循环烟囱式太阳能干燥器, 如图 9.7 所示;
- 5) 具有玻璃屋顶的自然循环太阳能干燥器, 如图 9.8 所示;
- 6) 自然循环一体式聚乙烯帐篷太阳能干燥器, 如图 9.9 所示。

这些干燥器在热带和亚热带国家经过了广泛的试验、模拟和优化研究。对于间接式自然对流太阳能干燥器, 为了达到令人满意的干燥速率, 必须进行仔细的设计和操作。典型的箱式太阳能干燥器适用于干燥 10 ~ 15kg 的水果和蔬菜 (Sharma 等, 1995)。强制对流太阳能干燥器包括:

- 1) 分布式主动太阳能干燥器 (Oosthuizen, 1996), 如图 9.10 所示;

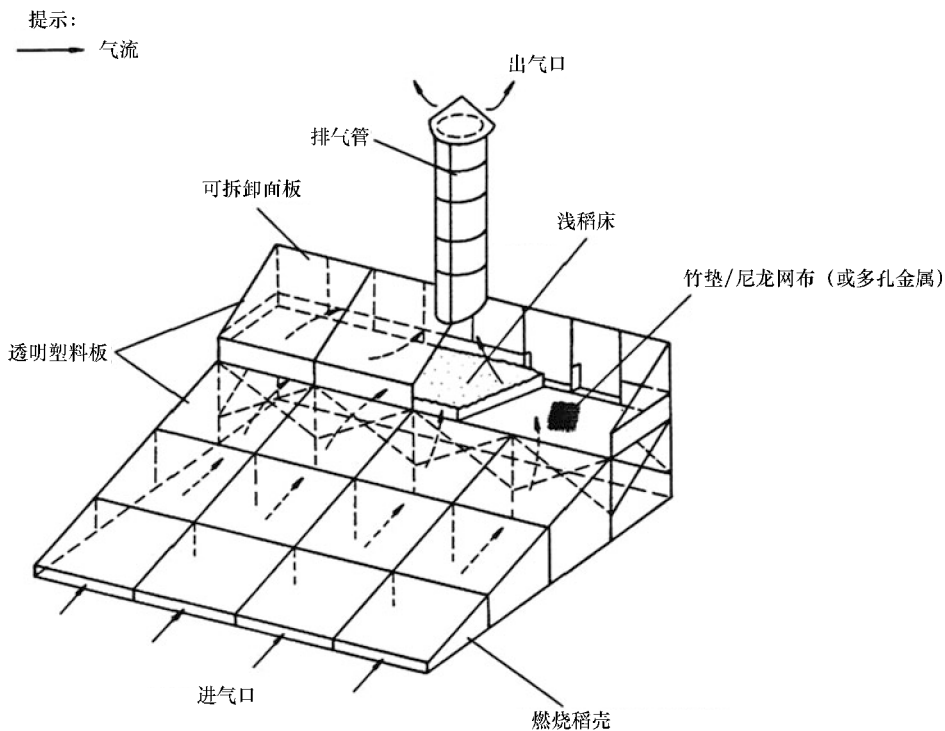


图 9.5 自然循环混合式太阳能干燥器 (Exell 等)

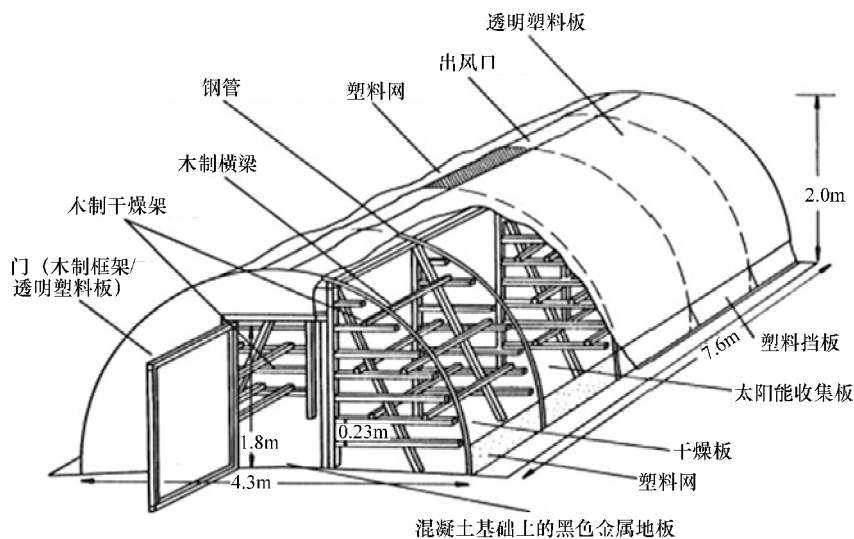


图 9.6 自然循环圆顶型太阳能干燥器

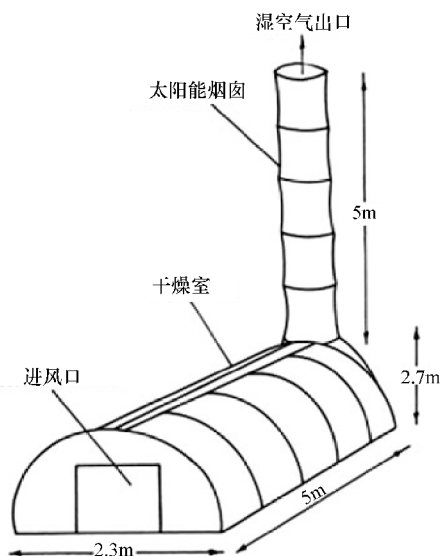


图 9.7 自然循环烟囱式太阳能干燥器

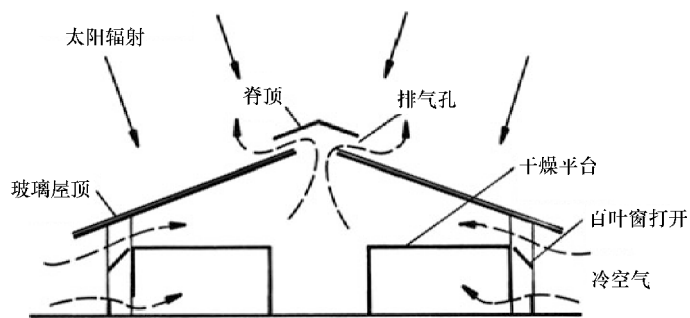


图 9.8 具有玻璃屋顶的自然循环太阳能干燥器示意图

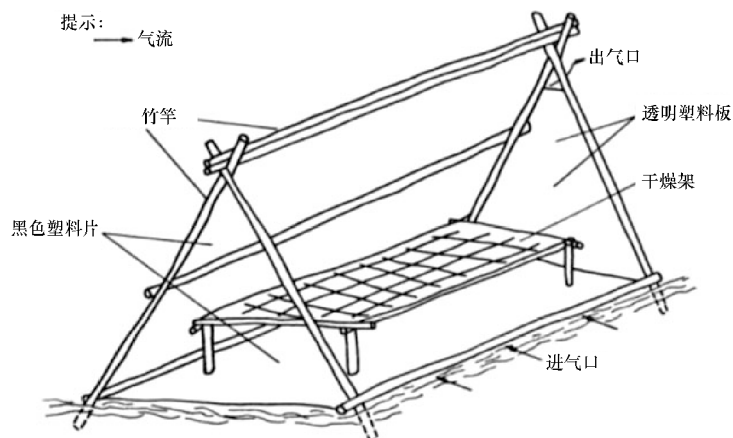
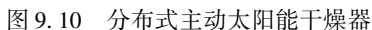
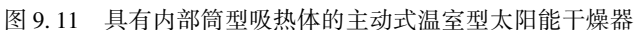


图 9.9 自然循环一体式聚乙烯帐篷太阳能干燥器



2) 温室型太阳能干燥器 (Esper 和 Mühlbauer, 1993; Janjai, 2004), 例如图 9.11



3) 屋顶集成式太阳能干燥器 (Janjai 等, 2006), 例如图 9.12 所示的集热器-屋顶储能式太阳能干燥器;

4) 透明屋顶型太阳能干燥器, 如图 9.13 所示。

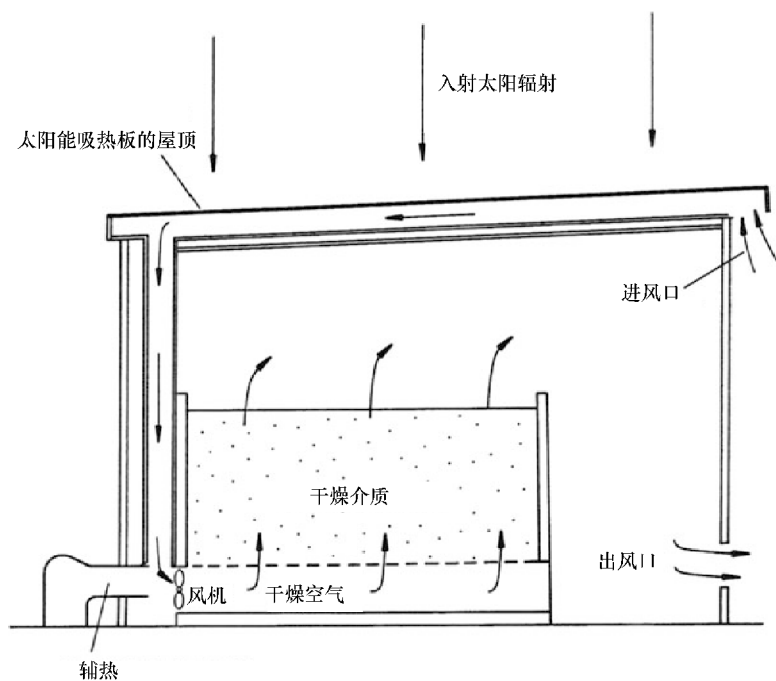


图 9.12 集热器-屋顶储能式太阳能干燥器

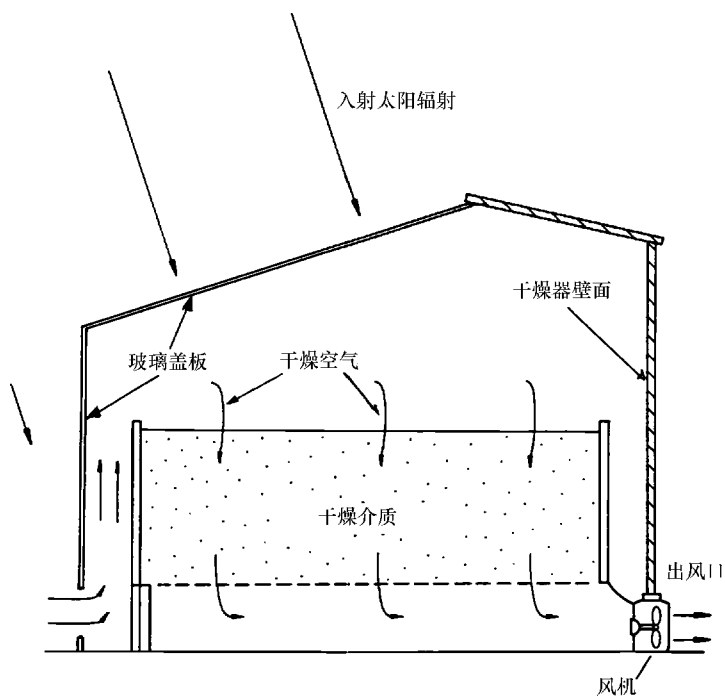


图 9.13 透明屋顶型太阳能干燥器

在热带和亚热带不同地区进行的大量测试表明，隧道式太阳能干燥器可以有效干燥水果、蔬菜、谷物、豆类、油料、香料、鱼类及肉类。尽管太阳能干燥器的成本效益高（因为建造、运行和维护所需的成本相对较低，可以使用当地易得的低成本材料建造），干燥器的设计以及材料的选择仍然需要谨慎、经验和有效的建议。

在强制对流和自然对流太阳能谷物干燥系统中（Simate, 2003; Bala 和 Janjai, 2009），底部的谷物会被迅速干燥，而顶部的谷物由于水分凝结依然处于潮湿状态。可以通过降低颗粒床厚度并加大系统长度来实现对自然对流式太阳能干燥系统的优化。

在制作干燥器之前，必须分析干燥器运行的气候、技术和经济环境。不是所有的干燥器都适用于全部产品。当干燥后的水果用于出口贸易时，为了实现商业的持续运营，干燥器每天的处理能力要高达 100kg 或更多。当干燥后的蔬菜主要用于当地市场时，则干燥器每天的处理能力只需达到 10kg 就足够。在炎热气候下，新鲜水果和蔬菜在切片后会迅速变坏。干燥过程应防止水分回到干燥物，以达到安全储存的水平，避免干燥物夜间发生腐烂。

成功的太阳能干燥需要：

- 1) 物料与干燥器相匹配且经过适当处理；
- 2) 收获期的日照和环境温度有利于干燥（日照时间 6 ~ 8h）；
- 3) 干燥器容量和产品来源满足市场需求；
- 4) 符合国际主要质量标准；
- 5) 包装和储存设施适用于干燥后产品的储存。

干燥器应在最佳工艺条件下工作，并被放置在阳光充足的环境下，空气的进口与出口应无任何障碍物。进气口应远离灰尘和烟雾，放置待干燥产品的托盘和整个干燥器的内部应保持清洁且没有任何残留物。为了保证最佳的卫生条件，必须采取措施防止昆虫和啮齿类动物进入干燥器。需要特别注意的是，透明盖子应保持洁净并紧贴在烘干机的框架上，即使在干燥器不运行时也应如此。用于干燥的空气，其相对湿度对干燥器的除水能力具有显著影响，因此当环境相对湿度非常高时不宜使用干燥器。干燥室中空气的流动速度是破坏被干燥物周围饱和停滞边界层的一个重要因素。没有足够、有效的空气流动，干燥过程会变慢，可能会导致被干燥物发生腐坏。对于绝大多数的水果和蔬菜，干燥空气的最佳温度范围为 50 ~ 55℃。对于草本植物，45℃ 是合理的最高温度。过高的温度（60℃ 以上）可能会导致物体表层硬化，降低干燥的有效性，导致被干燥物料出现问题。干燥托盘及其与食品相接触的表面应采用适当的材料制成，如木材或不锈钢。托盘上放置新鲜物料的厚度不宜超过 0.5 ~ 0.6cm。这是因为合适的物料厚度能使干燥器很好地去除水分并将水分扩散到表面。当物料具有蜡质表皮时（例如浆果），对其进行切片或破坏外表面处理有益于干燥过程。干燥过程中应经常监测物料，并定时翻转。可能需要旋转机架并改变它们的位置，以提高干燥的均匀性。气流应该横掠过待干燥物料的表面，而不是从底部向上穿过干燥器。如果不能避免这种情况，那么干燥器内太阳能驱动的风机会产生水平流场（这也能解决滞留边界层的问题）。当物料不能在白天完成干燥而要在夜间储藏部分干燥产品时，应该：①保持干燥器的进、出口关闭，

以防止夜晚气温较低时潮湿空气进入干燥器；②夜间把干燥物放在专用设备中储存。在干燥高水分含量的产品（如含水率约95%的西红柿）时，需要较长的干燥时间，因而后者便显得尤为重要。

与中等水分含量的产品相比，高水分含量的产品具有较低的干燥产量（kg 干产品/100kg 新鲜产品）。例如，含水率84%的100kg 新鲜苹果能制成超过17kg 含水率为10%的干燥产品，但含水率95%的100kg 西红柿经干燥只能制成约6kg 的产品。适合用太阳能干燥的水果和蔬菜如表9.1所示。

表9.1 适合用太阳能干燥的农产品

水果	苹果、杏、香蕉、大枣、无花果、柠檬、芒果、橘子、木瓜、桃、梨、李子
蔬菜	西兰花、卷心菜、胡萝卜、芹菜、葱、谷物、绿豆、麻薯、秋葵、洋葱、豌豆、胡椒、土豆、冬葱、菠菜、红薯、西红柿

建立太阳能干燥器的模型，可进行如下假设：

- 1) 干燥器内的空气混合均匀；
- 2) 物料干燥过程可由薄层干燥的关联式表示；
- 3) 空气、盖板、土壤和产品的比热恒定；
- 4) 通过北壁面损失的太阳辐射分数和空气对太阳辐射的吸收率忽略不计；
- 5) 方程组的数值解中采用一个时间间隔，以保证有恒定的空气条件。

单位时间内盖板储存的能量等于干燥器内空气与盖板的对流换热、天空与盖板的辐射换热、盖板与环境的空气辐射换热、物料与盖板的辐射换热以及盖板吸收的太阳辐射能的热量之和。温室型太阳能干燥器盖板的能量平衡如图9.14和图9.15所示。

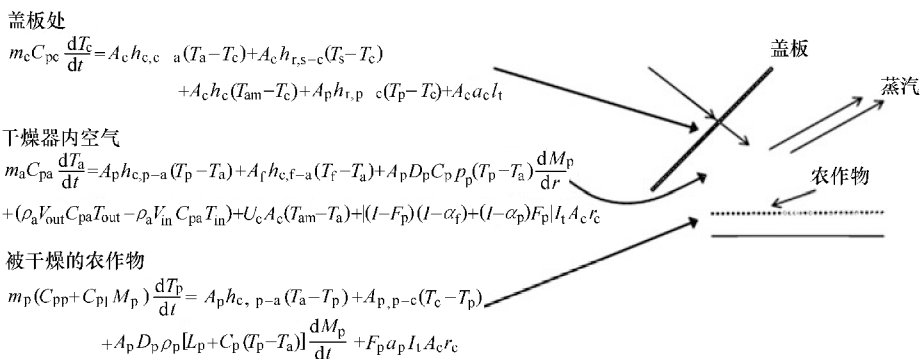


图9.14 温室型太阳能干燥器的能量平衡

其中， C_{pc} 是盖板的比热[J/(kg·K)]， M_c 是盖板质量， T_a 、 T_{am} 、 T_c 、 T_p 、 T_s 分别是内部空气、环境、盖板、物料和天空的温度， A_c 和 A_p 分别是盖板和物料的面积(m²)， h 是相关的换热系数(Wm⁻²K⁻¹)（辐射换热系数 h_r 通过适用温度范围内的迭代计算得到）。 I_t 是辐射能量密度(Wm⁻²)， α_c 是盖板吸收率。保温层内空气的能量平

式中, L 是水分从产品中蒸发时释放的潜热 (Jkg^{-1}), 地板的导热热流等于地板吸收太阳辐射加上空气与地板之间对流换热的热流。 k_f 是地板的导热系数 ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$)。

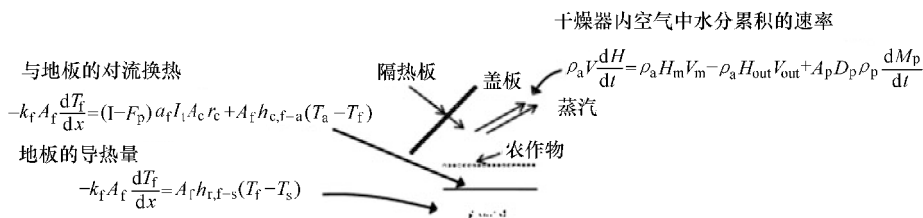


图 9.15 温室型太阳能干燥器地板储存的热量以及空气积累的水分

衡等于农作物和空气及地板和空气之间的对流换热、从农作物到空气的显热传热、层内空气向环境的热损失、空气流进流出干燥器相关的传热量以及收集到的太阳能热量之和。 M_a 和 C_{pa} 分别是空气的质量 (kg) 和比热 ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$), M_p 、 ρ 、 A_p 、 D_p 和 T_p 分别是物料的质量 (kg)、密度 (kgm^{-3})、面积 (m^2)、厚度 (m)、温度和比热 ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$)。 α_f 、 A_f 和 T_f 为地板的吸收率、面积和温度, V_{in} 和 V_{out} 分别是入口和出口的体积流量 (m^3s^{-1}), T_{in} 和 T_{out} 分别为入口和出口的温度 (K), F_p 是入射到物料的太阳辐射分数。

农作物产品的热能储存率等于农作物对流换热、农作物从盖板接收的辐射换热、农作物的显热和潜热散热以及农作物吸热的热流之和。在图 9.14 中, L 为产品中水分蒸发的潜热 (Jkg^{-1})。地板的导热热流等于地板吸收太阳辐射的热流与空气和地板之间的对流换热热流之和。 k_f 是地板的导热系数 ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)。

在计算传入地板的导热热流时, 假定某一深度的温度 T_∞ 不随季节变化。干燥器内空气中的水分累积变化率等于干燥器中水分的流入速率减去水分在出口的流出速率, 再加上干燥器内农作物水分散失的速率。 H 表示湿度比, 下标 “in” 和 “out” 分别表示干燥器入口和出口。从盖板到天空的辐射传热系数 $h_{r,c-s}$ 由下式给出:

$$h_{r,c-s} = \varepsilon_c \sigma (T_c^2 + T_s^2) (T_c + T_s)$$

式中, ε_c 为盖板的发射率; σ 是斯特潘 - 玻尔兹曼常数 ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$)。农作物和盖板之间的有效辐射传热系数 $h_{r,p-c}$ 由下式给出:

$$h_{r,p-c} = \varepsilon_p \sigma (T_p^2 + T_c^2) (T_p + T_c)$$

式中, ε_p 是农作物的发射率。 $h_{r,c-s}$ 、 $h_{r,p-c}$ 是温度的函数, 这些参数可通过仿真过程每一时间步的迭代计算得出。天空温度 T_s 为

$$T_s = 0.552 T_{am}^{1.5}$$

由风引起的盖板与环境之间的有效对流换热系数 h_w 为

$$h_w = 5.7 + 3.8 V_w$$

温室型太阳能干燥器内盖板或农产品与地板表面的有效对流传热系数为

$$h_{c,f-a} = h_{c,c-a} = h_{c,p-a} = h_c = \frac{Nuk_a}{D_h}$$

式中, $D_h = \frac{4WD}{2(W+D)}$, 其中 W 和 D 分别是干燥器的宽度和高度 (m)。努赛尔数为 $Nu = 0.0158Re^{0.8}$, Re 为雷诺数, $Re = \frac{D_h V_a}{\nu_a}$, 其中 V_a 是干燥器内的空气流速, ν_a 是空气的运动黏度。温室型干燥器的总热损失系数为

$$U_c = \frac{k_c}{\delta_c}$$

式中, k_c 和 δ_c 分别是盖板的导热系数 ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$) 和厚度 (m)。

根据特定农作物的实验结果, 可得到薄层干燥的最佳拟合关联式为

$$\frac{M(t) - M_e}{M_o - M_1} = X \exp(-Yt^Z)$$

式中, $M(t)$ 、 M_o 和 M_e 分别是 t 时刻、初始时刻和平衡时刻的水分含量 (以干球温度下的百分比表示); X 、 Y 和 Z 是常数。 X 、 Y 、 Z 的值随农作物以及干燥前农作物处理方法的不同而变化。

参 考 文 献

- Bala BK, Janjai S (2009) Solar drying of fruits, vegetables, spices, medicinal plants and fish, developments and potentials. In: International solar food processing conference, pp 1–24
- Esper A, Mühlbauer W (1993) Development and dissemination of solar tunnel. Dr. Solar World Congress, Budapest, 22
- Exell RHB, Kornsakoo S (1978) A low cost solar rice dryer. *Appropriate Technol* 5:23–24
- Janjai S (2004) Personal communication. Silpakorn University, Nakhon Pathom
- Janjai S, Srisittipokakun N, Bala BK (2006) Experimental and modelling performances of a roof integrated solar drying system for drying herbs and spices. *Energy* 33:91–103
- Oosthuizen PH (1995) The design of indirect solar rice dryers. *J Eng Int Dev* 2(1):20–27
- Oosthuizen PH (1996) An experimental study of simulated indirect solar rice dryer fitted with a small fan. *J Eng Int Dev* 3(1):22–29
- Sharma VK, Colangelo A, Spagna G (1995) Experimental investigation of different solar driers suitable for fruits and vegetable drying. *Renew Energy* 6(4):413–424
- Simate IN (2003) Optimization of mixed-mode and indirect-mode natural convection solar dryers. *Renew Energy* 28:435–453

第 10 章

太阳能冷却、制冷和海水淡化

10.1 前言

将太阳能与“制冷”过程相结合的技术路线有很多种。图 10.1 给出了吸收太阳辐射的热量并将其转化为所需冷量的不同路径。

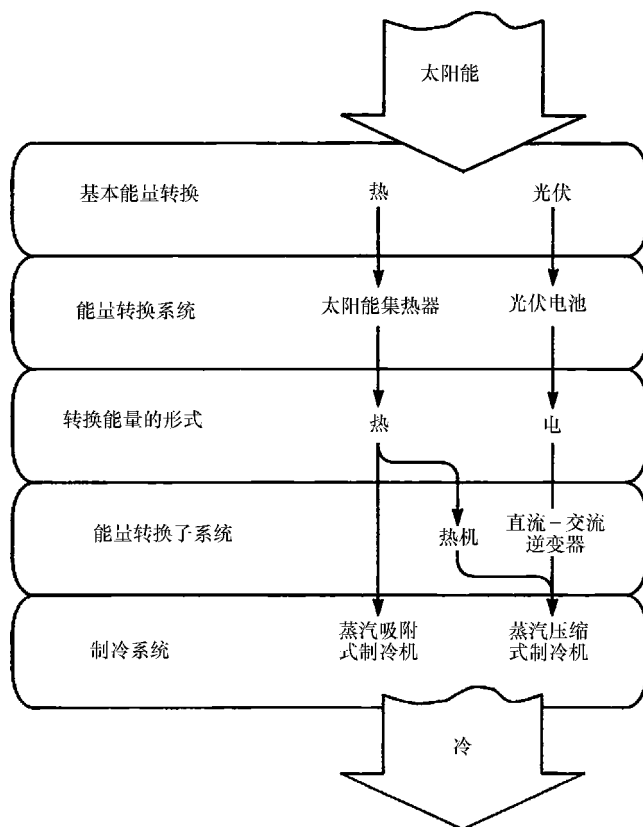


图 10.1 太阳能制冷的路径

太阳能制冷的一个重要应用是疫苗冷藏。发展中国家农村社区的基层保健站最需要太阳能制冷系统。在没有主网电力的情况下，农村保健站疫苗冷藏室会缺乏电力供应或出现电力供应不稳定的情况，利用自动化运行的太阳能制冷系统可以将疫苗冷藏链扩展到这些地区。4L 疫苗可供 150 名婴幼儿及其母亲防疫使用。一个容量为 30L 的疫苗储藏室就足以储存这些疫苗以及一些急救药品。使用光伏发电装置将太阳能转换为交流电，可实现向普遍使用的冰箱供电，其工作原理为图 10.2 所示的蒸气压缩式循环。

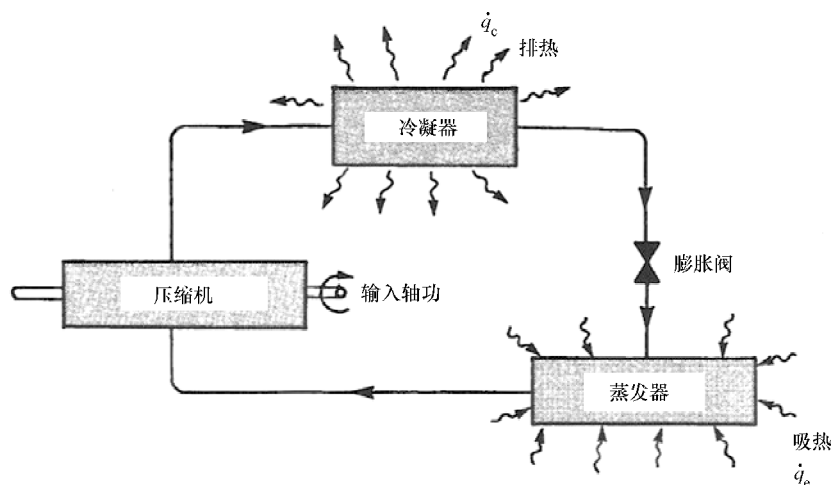


图 10.2 蒸气压缩式制冷机示意图

由聚光型集热器产生的高温热能可经热机转化为机械能，用于驱动制冷压缩机。然而，这种高温聚光型集热器需要每天对太阳进行跟踪，使得小型系统变得复杂且昂贵。此外，如果机组需要在没有阳光的情况下继续运行，则必然需要高温储热装置。

10.2 吸附式制冷机组

多孔固体，被称为吸附剂，可以通过物理方式可逆地吸附大量的蒸气，这些蒸气被称为吸附质。虽然早在 19 世纪人们就发现了这种被称为固体吸附的现象（McBain, 1932），但其在制冷领域的应用却相对较晚。在固体吸附剂中，吸附质蒸气的浓度是“工质对”（即吸附剂和吸附质的混合物）温度和吸附质蒸气压力的函数。在定压条件下，吸附质浓度随温度变化，通过改变混合物的温度，可以实现对吸附质的吸附和脱附。这就构成了固体吸附现象在太阳能驱动的间歇蒸汽吸附制冷循环中应用的基础，如图 10.3 和图 10.4 所示。

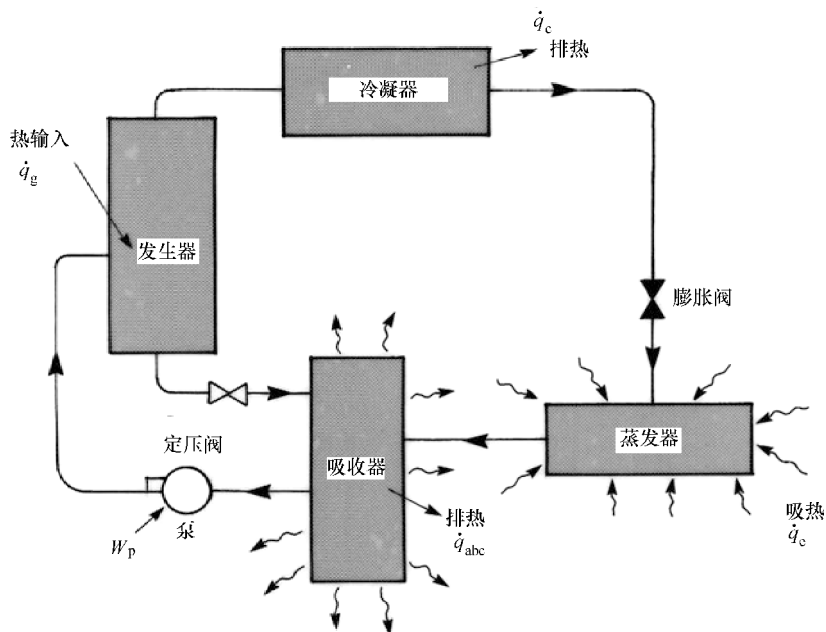


图 10.3 吸附式制冷机示意图

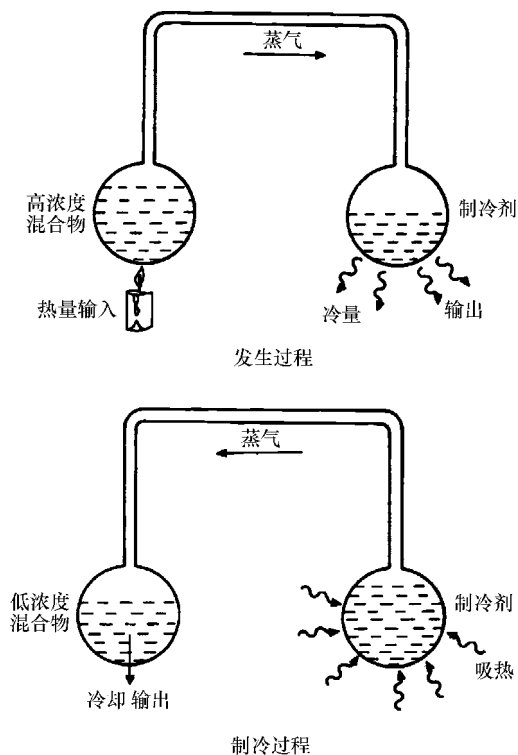
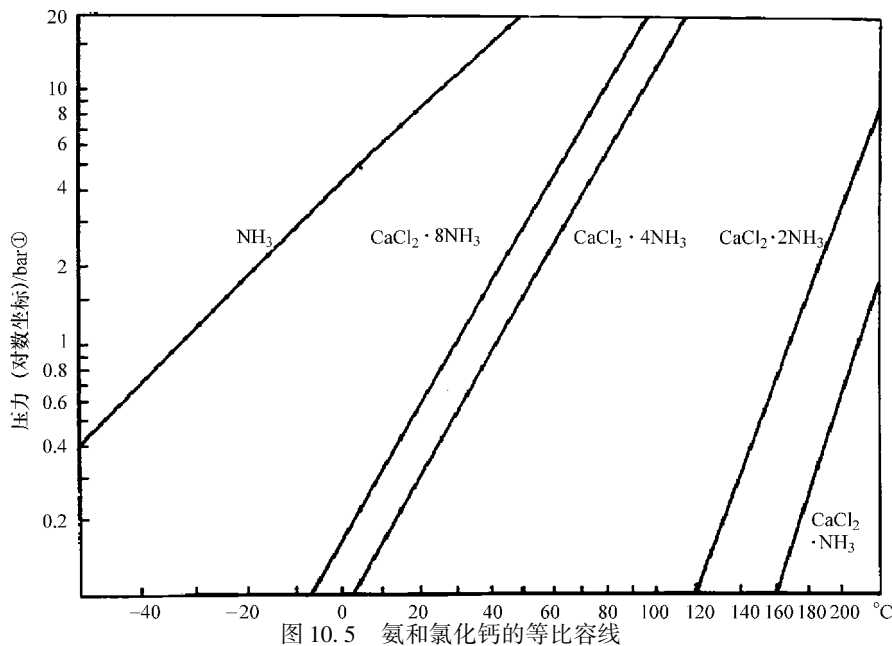


图 10.4 间歇蒸汽吸附式制冷循环, 发生过程为从氨中除去水蒸气

Worsoe - Schmidt (1985a, b) 开发了一种以氯化钙为吸附剂、氨为制冷剂的固体吸附装置。当制冷剂被固体吸附剂吸收时, 会发生可逆的化学反应, 导致混合物的物理性质发生改变。当氨被氯化钙吸收时, 氯化钙的质量会增加 400% (Bechtoft - Neilsen 和 Worsoe - Schmidt, 1977)。为了防止出现这种现象, 将少量的另一种盐类物质加到氯化钙中, 将氨混合成糊状, 随后以可控的方式加热, 以产生一种新的颗粒状吸收剂。在选定的温度下 (氨和氯化钙的混合物 $\text{CaCl}_2 \cdot 8\text{NH}_3$) 发生氨的脱附, 如图 10.5 所示。当设计冷凝温度为 40°C 时, 2 个 NH_3 分子的脱附温度是 88°C 。剩下 6 个分子中有 4 个分子在温度达到 106°C 时才开始脱附, 其他 2 个 NH_3 分子中的 1 个需要将混合物加热到 250°C 才能脱附。这意味着如果某一天最高温度达不到 106°C , 脱附出的氨可能只有总量的 $1/3$ 。工质对的吸附和脱附所需的热量高, 几乎是氨蒸发潜热的 2 倍, 导致装置需要大面积的集热器/吸热体, 这将增加初始投资成本和机组尺寸。



① 1bar = 0.1MPa。

当使用独立的机组在夜间制冰以实现冷藏疫苗 (Worsoe - Schmidt, 1985a, b) 时, 储藏柜的冷却方式会变得间接和不便, 同时还会增加额外成本。

由于氨系统工作压力较高, 其部件的制造需要使用重型金属材料。而且氨具有高腐蚀性, 因此只能使用钢。

比较不同的固体吸附工质对 (即沸石 - 水、沸石 - 甲醇和活化的碳 - 甲醇), 发现活化的碳 - 甲醇工质对的性能最好, 如图 10.5 所示。有研究表明, 使用氯化钙 - 氨工质对的系统的性能系数 (COP) 为 0.14 (Delgado 等, 1983), 高于 Worsoe - Schmidt 机组的性能系数 (0.11)。硅胶 - 水工质对也常被使用 (Hildbrand 等, 2004; Luo 等, 2010)。

用于太阳能制冷机的吸附剂-制冷剂工质对应具有以下特性：①制冷剂具有较大的蒸发潜热；②工质对具有较高的热力学效率；③在设定的温度和压力下具有较小的脱附热；④热容量低（见图 10.6）。

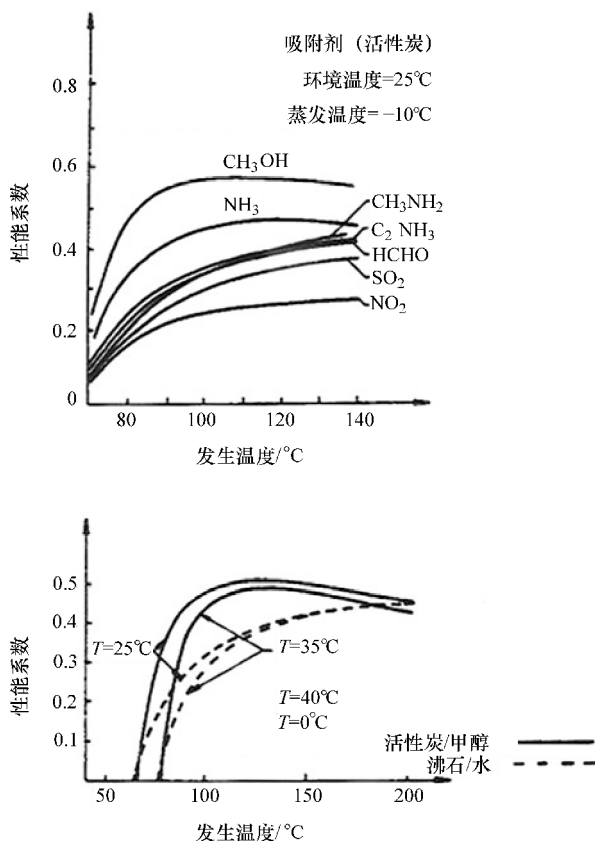


图 10.6 不同吸附工质对的性能系数随发生温度的变化

10.3 吸收式制冷机组

具有强亲水性的制冷剂（如氨）常被应用于吸收式制冷。氨溶于水被泵送至太阳能热源驱动的发生器，直到该浓溶液达到所需的工作压力。当发生器中的浓溶液被加热至所需的发生温度时，会释放出氨气而留下稀溶液。然后，氨气在冷凝压力下被液化储存。液氨通过膨胀阀节流至蒸发压力，可产生所需的制冷过程。氨制冷剂在蒸发器内气化后进入吸收器，氨气被来自发生器的稀溶液所吸收。制冷剂重新溶解，形成浓溶液并被泵送回发生器，重复上述循环。

利用循环冷却水从吸收器中带走溶解热，使氨气的吸收速率等于蒸发速率，以维持恒定的系统压力。假如冷却水温度为 30°C，则一般蒸发器中的氨水温度保持在 35°C。

蒸发器中氨在 12℃ 和 0.658MPa 下发生蒸发。

太阳能驱动 Plattons – Muns 循环的水 – 氨冰箱已被研发成功 (Chinnappa, 1961; Farber 1970; Swartman 和 Swaminathan, 1970; Exell 和 Kornsakoo, 1981; Exell 等, 1984, 1986; Uppal 等, 1986a, b)。这种系统的效率会受冷凝温度的限制。

10.4 太阳能海水淡化

太阳能海水淡化技术是利用太阳能产生的热量直接蒸发水，也可以转化为电能以完成膜交换过程，如图 10.7 所示 (Zheng 等, 2006)。太阳能海水淡化技术正日渐成熟 (Abdelrassoul, 1998)。

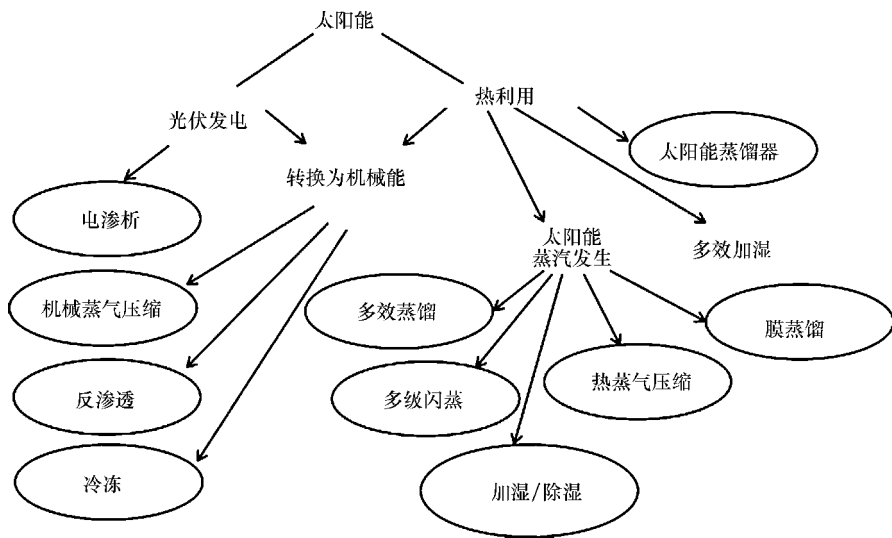


图 10.7 太阳能海水淡化系统的分类

淡水与海水在含盐量方面有显著差异，如表 10.1 所示。太阳能海水淡化机组用于生产淡水的实现方法包括通过太阳能加热水进行蒸发，或使用聚合物膜以实现经半透膜选择性通过水分子或经离子交换膜选择性通过离子。大多数蒸发过程需要热能，同时还需要利用机械能或电能来驱动循环泵和辅助系统 (Delyannis, 2003)。

表 10.1 水源中总含盐量

类型	含盐量
淡水	< 1500
淡盐水	1500 ~ 10000
咸水	> 10000
海水	10000 ~ 45000
标准海水	35000

在多级闪蒸蒸馏中,海水在闪蒸室里蒸发,其压力保持在进汽压力以下。蒸汽产生过程使剩余海水被冷却,并通过降压实现多级闪蒸。过程所产生的大量蒸汽在管束外表面被冷凝,冷凝潜热用于预热入口处的海水。预热的水被低压蒸汽进一步加热到所需的温度,其热量由聚光型太阳能集热器直接提供或经过中间导热油提供。

在多效蒸馏中,太阳能加热产生的蒸汽用于加热管束并在管内发生冷凝,海水在管束的外表面蒸发。第一效中所产生的蒸汽会被应用在后续几效中,每一效都运行在较低压力(即较低的沸点温度)下。在一效中输入 1kg 蒸汽可产生高达 10~12kg 的蒸馏水。

为了提高能量利用的总效率,多效蒸馏机组可以耦合热蒸汽压缩(TVC)和机械式蒸汽压缩(MVC)的蒸汽回收系统。在 TVC 系统中,太阳能产生的中压蒸汽可驱动蒸汽喷射器,对最后一效的部分蒸汽进行压缩,用作第一效的动力蒸汽以提高机组性能。1kg 蒸汽进入喷射器可以产生高达 16kg 的蒸馏水。在 MVC 系统中,最后一效排出的所有蒸汽通过机械压缩后,作为第一效的供汽。加湿-除湿和膜蒸馏过程也被用于海水淡化。

由于水的凝固潜热比水的蒸发潜热低得多,所以可通过带走盐水溶液中的热量而获得冷冻的脱盐水,这种方法产生的能耗可能比目前大多数海水蒸馏技术的能耗更低。但是该方法迄今尚未被广泛研究。在水不发生相变的情况下,也可以从盐水中提取淡水。例如在压力驱动的膜分离方法中,反渗透(RO)法已经被广泛应用。在反渗透法中,半透膜允许水通过,同时阻止盐进入渗透流。捕获盐离子的装置也可以从盐水中去除盐,如利用电透析过程的离子交换膜使盐离子在通过膜时与主水流分离,或者利用离子交换树脂将水中的盐离子捕获在树脂的固态基体内。

太阳能热发电可以和海水淡化相结合。多级闪蒸可以使用从涡轮抽取或由锅炉提供的蒸汽来运行。低温多效蒸馏可使用从涡轮抽取的蒸汽,如图 10.8 所示。这些系统的性能仍具有很大的改进空间。

反渗透由蒸汽循环发电厂或燃气/蒸汽联合循环发电厂供电。

蒸馏系统中的水可以提供涡轮机乏汽冷凝所需的冷量,以替代传统的冷却系统。显然,用于蒸馏的聚光型太阳能发电厂必须靠近大海,但这可能会增加初始投资和运行成本。一般,太阳能热发电站会选择建造在荒芜的内陆地区,而相比之下沿海的土地价格则要高得多。由于沿海气候可能受海雾的影响,使太阳直射辐射减少,导致设备持续运行的时间缩短,所以太阳能海水淡化厂的连续运行通常需要结合燃气或者生物燃料发电和日间高温储热技术。

被动式太阳能蒸馏器是一种工作在大气压力下带玻璃盖板的密封装置,池中的水通过太阳能加热蒸发(Dunkle, 1961; Malik 等, 1982)。水蒸气在玻璃盖板上凝结并由内部的槽所收集。图 10.9 给出了多种形式的蒸馏器。由于玻璃盖板在夜间会迅速冷却,所以日落后温水的蒸馏过程仍可继续进行(Malik 和 Tran, 1973; Onyegegbu, 1986)。

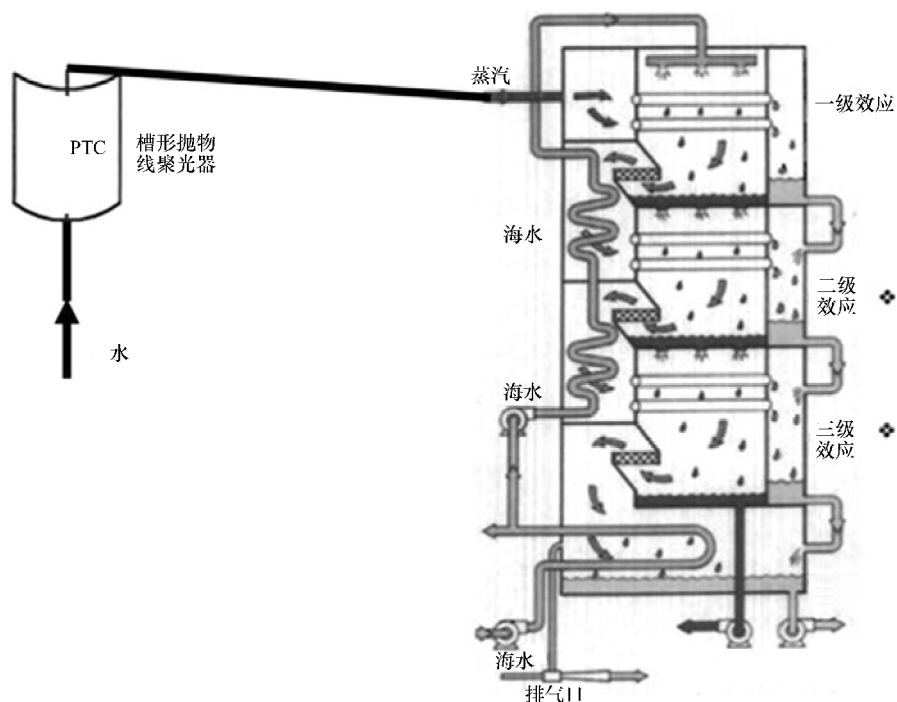


图 10.8 多效太阳能蒸馏器

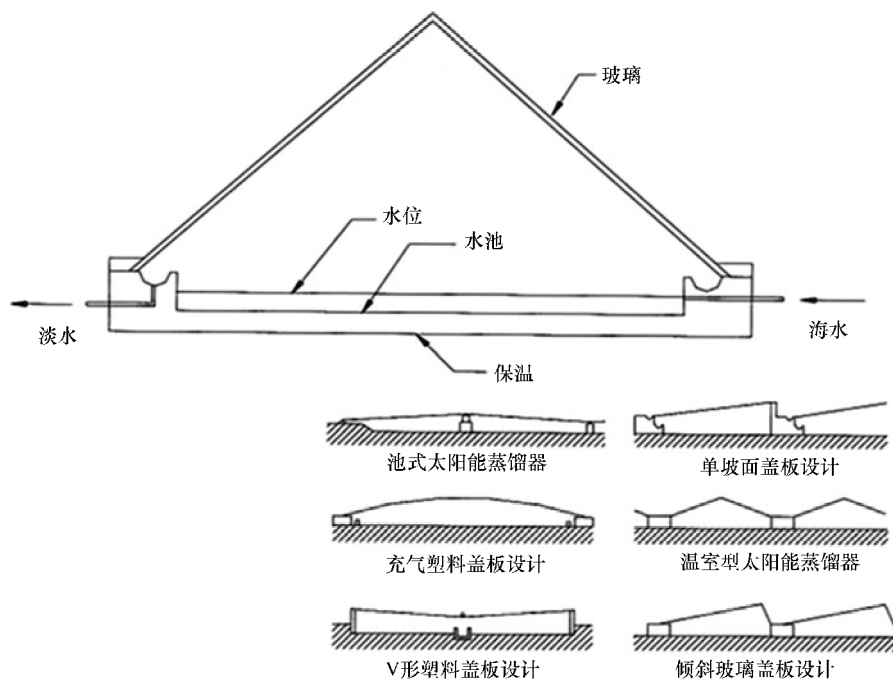


图 10.9 被动式太阳能蒸馏器

参 考 文 献

- Abdelrassoul RA (1998) Solar water desalination potential for economic solar desalination in the Middle East. *Renew Energy* 14:345–349
- Chinnappa JCV (1961) Experimental study of the intermittent vapour absorption cycle employing the refrigerant – absorbent systems of ammonia – water and ammonia – lithium nitrate. *Solar Energy* 5:1–35
- Delgado R, Choiser A, Grenier Ph, Ismail I, Meunier F, Pons M (1983) Etude du cycle intermittent charbon actif/methanol en vue de la Realisation d'une machine a fabriquer de la glace fonctionnant a l'Energie solaire. Report Commissions E1-E2, International Institute of Refrigeration
- Delyannis E (2003) Historic background of desalination and renewable energies. *Solar Energy* 75:357–366
- Dunkle RV (1961) Solar water distillation; the roof type still and a multiple effect diffusion still. In: *International developments in heat transfer, ASME proceedings in international heat transfer conference. Part V. Boulder*, pp 895–902
- Exell RHB, Kornsakoo S (1981) Design and testing of a solar powered refrigerator, Research report 126. Asian Institute of Technology, Bangkok
- Exell RHB, Kornsakoo S, Oeapipatanakul S, Chanchaona S (1984) A village-sized solar refrigerator. Research report 172, Asian Institute of Technology, Bangkok
- Exell RHB, Bhattacharya SC, Upadhaya YR (1986) Solar cooling for cold-storage applications using solid dessicants and adsorbents. Presented at the workshop on physics of solar energy, New Delhi
- Farber EA (1970) Design and performance of a compact solar refrigeration system, Paper no. 6/58, ISES conference, Melbourne
- Hildbrand C, Dind P, Pons M, Buchter F (2004) A new solar powered adsorption refrigerator with high performance. *Solar Energy* 77:311–318
- Luo H, Wang RL, Dui Y (2010) The effects of operation parameter on the performance of a solar powered adsorption chiller. *Appl Energy* 87:3018–3022
- Malik MAS, Tran VV (1973) A simplified mathematical model for predicting the nocturnal output of a solar still. *Solar Energy* 14:371–385
- Malik MAA, Tiwari GN, Kumar A, Sodha MS (1982) *Solar distillation*. Pergamon Press, Oxford
- McBain JW (1932) *The sorption of gases and vapours by solids*. Routledge, London
- Onyegegbu SO (1986) Nocturnal distillation in basin-type solar stills. *Appl Energy* 24:29–42
- Swartman RK, Swaminathan C (1970) Further studies on solar powered intermittent absorption refrigerators. Paper No 6/114, ISES conference, Melbourne
- Uppal AH, Norton B, Probert SD (1986a) Solar energy stimulated absorption refrigerator for vaccine storage. *Appl Energy* 25:167–174
- Uppal AH, Norton B, Probert SD (1986b) Solar absorption-cycle refrigerator for vaccine storage. In: *Proceedings of the UK-ISES conference, solar energy for developing countries, power for villages*, London, pp 28–36
- Worsoe-Schmidt P (1985a) Solar refrigeration at the village level based on a solid-absorption cycle. In: *Proceedings of the solar energy society of India, National Solar Energy Convention, 1984, Bhopal*
- Worsoe-Schmidt P (1985b) Some results from the development of a solid-absorption refrigerating system, Paper D-18. *Proceedings of the commission of the European communities, absorption heat pumps congress*, Paris
- Zheng H, He K, Yang Y, Chen Z, Li H (2006) Study on a multi-effects regeneration and integral-type solar desalination unit with falling film evaporation and condensation processes. *Solar Energy* 80:1189–1198

第 11 章

温室工程

11.1 概述

植物的生长依靠光合作用，通过吸收太阳能将 CO_2 和 H_2O 转化为碳水化合物和氧气。新陈代谢是指将这些碳水化合物转化为维持植物生命过程所需能量的过程。光合作用对环境因素高度敏感。温室的基本功能就是为实现或加速光合作用提供适当的环境条件。温室的内部微气候可以通过其温度、内部光照以及封闭空间的气体成分（包括水蒸气、二氧化碳、氮和硫的氧化物等污染物）来表征。养分供应是影响植物生长速率的另一个因素，在设计温室时应加以考虑以获得最佳的生长条件。这些要求随植物种类及其生长阶段而改变。产生特定环境的方法和经济可行性取决于当时的环境条件和最终收获作物的价值。在特定气候下，某一温室可以营造适合于某种植物物种生长的环境。但是当地点或时间改变时，相同的温室对同一种植物就可能变得不再适用。因此，在一定程度上，应当在温室内选择种植合适的植物物种，使人工环境的经济性更好。

农作物的保护种植可以追溯到很久以前的古巴比伦人和古中国人（van den Muijzenberg, 1980）。在欧洲，温室的演变可以追溯到 16 世纪，其沿着三个方向发展：①带有玻璃盖板的热床，用于种植半热带水果（如甜瓜）；②建在朝南墙上的单坡结构，以便为葡萄藤提供附加的保护；③越冬棚，用于种植亚热带植物（如小橙树），如图 11.1 所示。最后一种类型发展成为养橙温室和阳光间，最终形成巨大的铸铁和玻璃结构建筑，如维多利亚时代的伦敦水晶宫。18 世纪末建成了第一个等屋面温室，沿着其纵向轴线的两侧是完全对称的玻璃盖层结构。

防冻需求是发展覆盖生长区和越冬棚的主要推动力。越冬棚的热量源自太阳辐射，在较大的建筑物中，有时会使用明火和火炉。在 18 世纪，普遍使用管道式散热的炉子。到了 19 世纪，已开始使用蒸汽、热水和热空气系统。地下加热系统最早可以追溯到前文艺复兴时代，它是使用分解的动物粪便和树皮来加热植物根区。直到 21 世纪初，这种系统都维持着一定的商业规模。地下加热系统包括：①18 世纪的地下烟道；②19 世纪的蒸汽和热水管道；③20 世纪的电阻线圈。越冬棚通常与高度隔热的百叶窗相结合，百叶窗在夜间可以关闭，被认为是现代保温幕的前身，其目的是减少温室的热损失率，特别是在夜间。在 18 世纪，内部和外部幕或遮阳板被应用于温室（van den Muijzen-

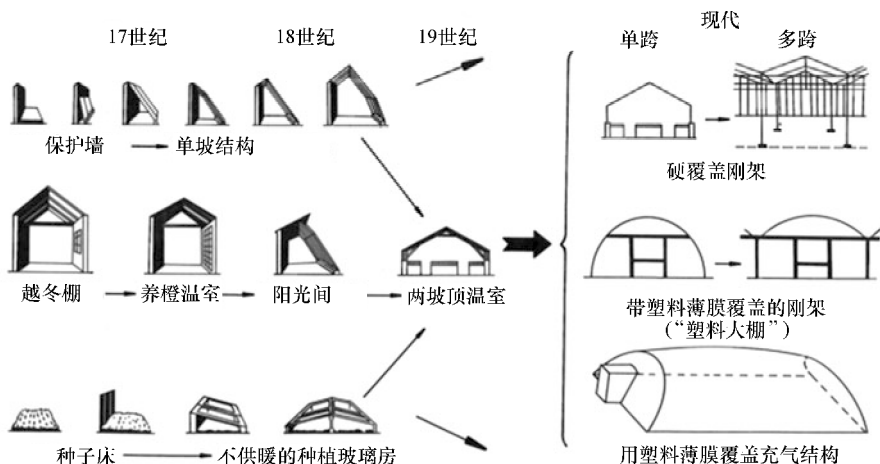


图 11.1 温室的演变

berg, 1980)。在 20 世纪 30 年代，随着电的出现，空调和可控通风技术也被引入。早在 20 世纪 20 年代就有人提出了关于人工环境中 CO_2 气体浓度的研究。但直到 20 世纪 60 年代，甲烷燃烧加热器的尾气才开始被用于补充温室内部的 CO_2 。20 世纪 50 年代温室的加湿和蒸发冷却（van den Muijzenberg, 1980）技术被应用于温室。

11.2 温室材料

18 世纪后期，油纸作为玻璃的替代覆盖材料在荷兰被试用，而后在日本得到广泛使用直至 20 世纪。在 21 世纪初，纤维素基薄膜也曾经尝试，但没有取得很好的效果。第二次世界大战以后，塑料（即聚合物）材料开始被广泛应用。使用刚性塑料片材的技术得到了开发，目前 PVC 和聚乙烯膜常被用于从内部连接温室框架，以在外覆盖件和受保护的人工环境之间产生隔热的空气层。廉价的塑料大棚和少见的气承式温室已经被开发，它们使用轻质透明的塑料薄膜作为盖层材料。

温室内部的温升主要是由于太阳短波辐射透过盖层并被温室内表面吸收导致的。这些表面再辐射出长波辐射，而长波辐射无法透过传统的玻璃。这个理论早在 1909 年就被质疑了（Wood, 1909）。通过这种辐射效应吸收的热量一般仅能使温室内的温度上升约 4°C （Businger, 1963）。因此，虽然光的整流辐射是一个显著的影响因素，但是温室内温度升高的主要原因是由于外盖层的存在而抑制了对流损失。一般来说，长波整流辐射只占辐射总量的 10% ~ 25%，即所谓的“温室效应”。

1962 年 Bowman 比较了分别采用塑料膜盖层与玻璃盖层温室的热性能。采用聚乙烯盖层温室的热损失率可比类似的玻璃盖层温室高出 10% ~ 15%；当盖层干燥时，这种差异主要归因于聚乙烯对长波辐射的透明度较大。除了成本因素外，盖层材料最重要的性质是其透光率。在一个典型的商业化温室中，不透光的结构可以阻挡高达 20% 的入射太阳辐射（van den Kieboom 等, 1981）。玻璃的不完全透射率会进一步降低温室内的

照明度。进入温室的太阳辐射比例随着季节和时刻的变化而变化。对于典型的商业玻璃温室,总透射率为 65% ~ 80% (Whittle 和 Lawrence, 1959; Morris 等, 1972; Harnett 等, 1971; van den Kieboom 等, 1981), 其余部分则被温室部件遮挡或被玻璃吸收或反射。对于充气的聚乙烯薄膜结构, 可以在夏季时实现 70% 的平均透射率 (Canham, 1967)。刚性聚合物材料双层皮温室在使用 2 年后其透射率预计可超过 60.5% (O' Flaherty 和 Grant, 1984; Van den Kieboom 等, 1981)。透射率减少的原因有:

1) 盖层内表面的冷凝水阻碍阳光透射 (Canham, 1967), 在某些条件下白天也会存在冷凝水。塑料材料的这种阻碍比玻璃更明显, 因为水滴和塑料之间有较大的接触角, 会导致更大的反射 (Morris 等, 1972)。

2) 盖层上的污垢。

3) 生长于潮湿表面的藻类。

在屋顶顶点上巧妙悬挂软百叶帘, 可以将原本通过温室的太阳光拦截下来并向下反射 (Critten, 1985)。

11.3 温室内部环境的数学建模

通过计算系统部件间的稳态传热率对系统的单个部件进行能量平衡建模, 以预测长期逐时的准稳态条件。图 11.2 所示的这些部件包括盖层/织物、植被、土壤表面和内部空气。

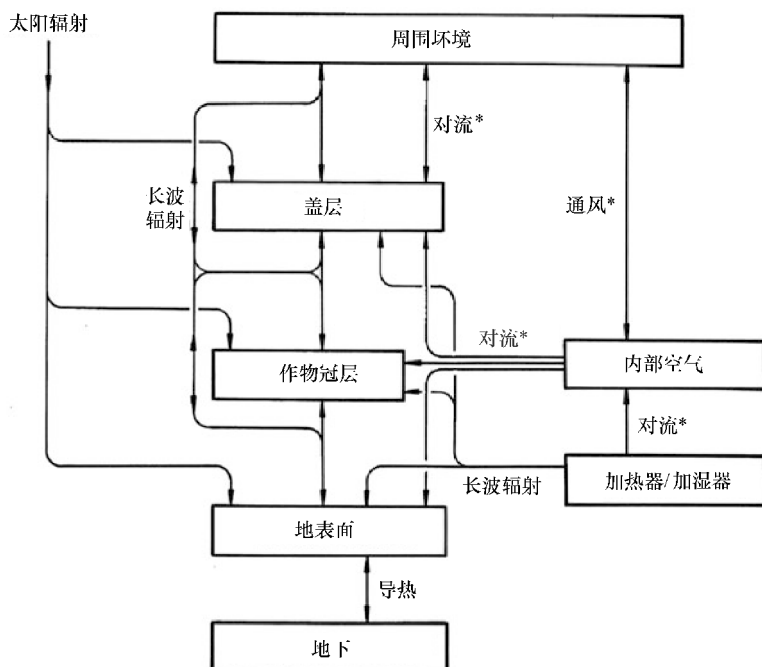


图 11.2 温室主要单元之间的热质传递

这种方法类似于对人居建筑物中的热物理环境建模,不同之处在于温室中植物与其环境之间水分交换率高,所以必须考虑水蒸气所含的能量。温室的热传递关系已经被集成在各种动态模拟模型中 (Businger, 1963; Walker, 1965; Takakura 等, 1969; Iwakiri, 1971; Kimball, 1973, 1986; Froehlich, 1976; Van Bavel 和 Sadler, 1979a; Slack 和 Clark, 1973; Ahmadi 和 Glockner, 1982)。所有这些模型由一组能量平衡方程构成,每个温室部件都由一个方程表示 (Seginer 和 Levav, 1971)。联立这些方程组可求解温度,因为温度是确定植物生长速率最重要的参数。由于地面的热容量通常比温室其他部件的热容量大几个数量级,因此储存在地面中的热量显得更加重要。相比之下,存储在其他部件中的热量则通常可以忽略不计,并且在瞬态分析中,其热响应可以被认为足够快,使得它们在稳态条件下具有有效性。同时,可以用类似的方式处理内部空气的水蒸气和二氧化碳含量的质量平衡问题。采用迭代的数值近似方法可以求解非线性联立方程。

另一种方法是确定温室环境对外部影响的时间响应。由于这种响应是整个温室结构的一种特征,所以不需要考虑温室各部件之间复杂的相互作用。这种方法在参考几种类型温室的实验数据后可以被准确应用于类似的温室 (Takakura, 1967)。同时,它也可被用于温室环境的适应性控制 (Udink ten Cate, 1985)。

对于温室,使用对太阳辐射有高透射率的盖层材料可以提高太阳能量收益的速率。尽管不可避免会产生一些反射,透射的太阳辐射大部分会被植被和土壤所吸收。假设天空辐射是各向同性的,并且天球的发射率为 1,此时可以计算单位地面面积上盖层辐射损失的净热流。长波辐射是由温室内的物体发射的,而温室的辐射损失也包括通过盖层材料的辐射。许多塑料对长波辐射具有透明性,而低铁玻璃对其则不透明。对流换热受风速影响很大,在一定程度上也受相对于温室的风向的影响。模拟温室形状的钝体风洞试验表明,当在边界层上方测得的自由来流风速为 18m/s 时,稳态对流传热系数 h 可高达 $100\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ (Iqbal 和 Kharty, 1977)。

在常规温室中,通风产生的与周围环境的热交换是由渗风、强制通风和浮力驱动的自然通风共同作用的结果。在正常操作条件下,气承式温室中仅存在强制通风。相对于周围环境的总空气变化率是确定通风换热量最重要的参数。由于农作物与其环境之间通常存在较高的水分传递,因此应考虑由于通风而引起的与外部环境交换水蒸气所产生的能量交换,通常假设水蒸气的潜热不随温度变化。导热损失可以通过假设地表以下某个深度保持某个恒定温度来计算。

通过地面的侧向导热需要进行专门的处理,但在涉及大型结构的情况下大多可以忽略不计。温室内各个部件之间的热传递可以用类似的方式来处理 (Businger, 1963; Seginer 和 Levav, 1971; Kimball, 1973, 1986; Ahmadi 和 Glockner, 1982)。

11.4 温室辅助加热系统的控制和能量储存

为了实现温室内部集热器最小化,需考虑最有利的朝向以及最佳的保温措施,两者在很大程度上取决于当地微气候条件。农作物类型、产量目标、太阳辐射强度的年变化

和日变化、散射辐射分量和冬季常年风向和风速都将影响温室的构造和朝向选择。例如，在爱尔兰，加热成本可以占到西红柿生产成本的近 50%（O' Flaherty 和 Maher, 1978），其中，控制植物生长速率的因素是叶片温度而不是空气温度。并且，叶片温度容易准确测量，而温室中的大多数温控系统都用于监测空气温度，然后根据植物生长速率与温度的关系来控制室温。任何温室的主要热源都应直接来自太阳辐射。然而，在太阳能得热不足时，温室就需要辅助加热系统。温室的辅助加热系统直接加热作物，而不是空气。在加热系统中，如果辐射是热传递的主要形式，那么通常加热元件的温度必须超过 250°C 。为了避免烧焦植物，加热元件需要高于农作物并与其保持一定的距离。在使用加热盘管的温室中，加热盘管通常会输送 70°C 的热水。虽然在这种系统中，对流仍是主要的传热方式，但加热盘管对植物的辐射传热也十分显著。与地面接触的加热盘管也可以直接向土壤传递一部分热量。

当对植物生长的主要加热模式是对流传热时，预热空气可以有效提高加热效率。冷空气流可以经分布在温室内部的辅助加热盘管加热后再进入温室，该过程中形成的温度梯度基本上可以忽略不计。商业化的温室可采用来自核电站的低品位热量（温度达 40°C ）进行温室加热（Miller, 1977; Pile 等, 1979; Boyd 等, 1980）。

在温带气候下，通常全年都有足够的太阳辐射入射到温室内，以满足全年加热需求。如图 11.3 的“太阳能温室”所示，一些设计的瞬时太阳能得热很高，但仍需要通过收集和储存剩余的热量以供后期使用。

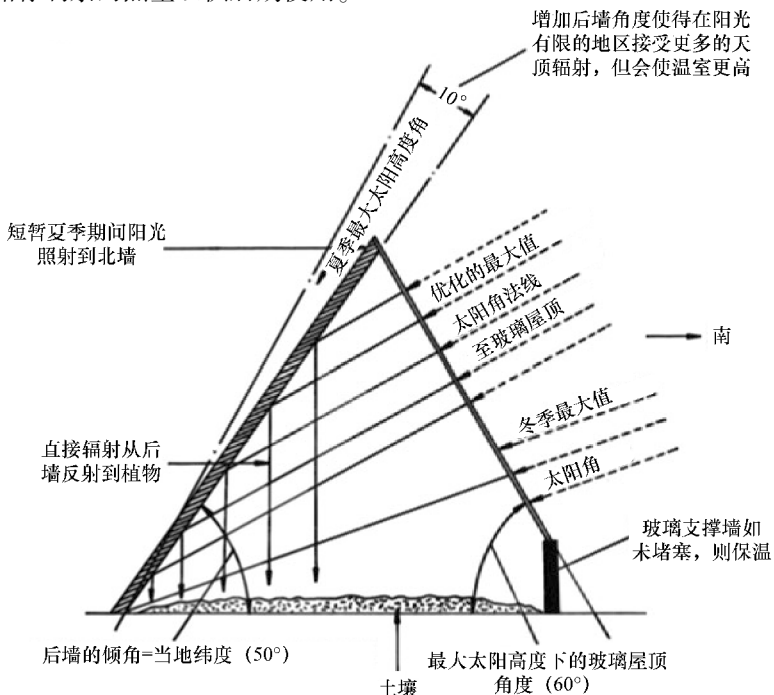


图 11.3 太阳能温室

跨季节储热通常需要非常大的储存容量，在经济性上几乎是不可行的。日储热器的容量则相对较小，例如，利用岩石堆作为储热器的储能介质来加热空气（Fuller 等，1984）。在白天有强太阳辐射而夜晚较冷的情况下，这样的系统可能具有明显的优势。地面本身是一种便利的储热介质。从温室排出的热风被管道输送至地面以下可发挥显著作用，目前已经设计出一种使用水和换热器的底部显热储存器（Mears 和 Baird，1976）。太阳池也被用于温室加热（Short 等，1976）。

温室通常采用不透明的保温幕，可以使夜间的节能量高达 60%（Bailey，1981a, b; Meyer，1983）。在夜间，它们通常位于作物冠层上方并覆盖整个温室，以减少辐射热损失并在屋顶下产生接近停滞的空气层。然而，不适当的内部幕可能导致冷空气流在温室周围循环，所以通常多使用外部幕（Farrell 等，1980）。屋顶悬挂的不透明高反射的塑料膜套筒可作为可变的保温体（Laing，1967）。在放气时，它们对进入或离开温室的辐射没有明显的阻碍；但是当通过辅助风机等设备进行充气时，它们会形成气垫，这就减少了导热损失并且对辐射也变得不透明，如图 11.4 所示。如果套筒由合适的材料制成，也可以使用该系统阻挡过量的得热。在德国的气候条件下实验时，该系统热损失率减少了 35%（Stickler，1975; Jensen，1977）。

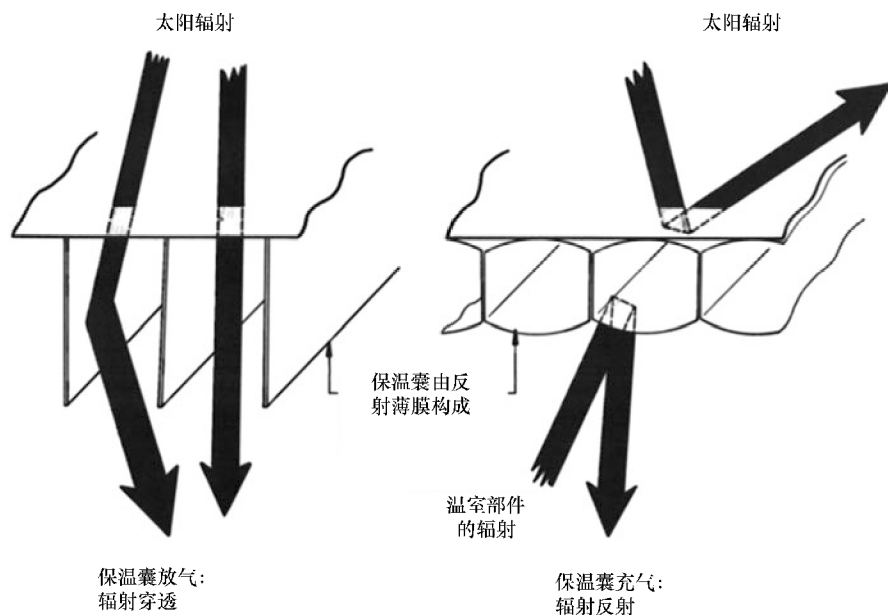


图 11.4 气囊提供可变的保温性和透射性

报告显示双层皮温室与单层皮温室相比，燃料节约率高达 33%（O' Flaherty 和 Maher，1978，1980; Short 等，1981; O' Flaherty，1985）。通过双层皮对温室进行保温不

仅降低了加热成本,并且还抑制了凝结,防止随之而来的水滴落到下面的农作物上(Short等,1981)。使用聚乙烯双层皮减小的热损失率通常会超过由此而降低的太阳辐射透射率。

在温带气候中,一般通过提高通风率来实现对温室的冷却。可通过打开屋脊通风口和窗户以实现由风诱导和浮力驱动的通风方式,在现代温室中,这种开口的面积可以达到温室占地面积的25%。通风机通常是自动运行,控制器由吸气屏上的传感器触发,在无风的热天时,该吸气屏可测量温室空气的真实温度。当通风不足时,通常使用风机辅助通风。在太阳辐射非常强烈的日子里,可能需要每小时超过60次换气的通风速率。

浅色材料的遮阳物可用于减少太阳能得热(Burek等,1989)。遮阳物可安装在外部和内部。可以利用半透明材料制成兼作为保温幕和遮阳板的屏幕。或者采用可充气的隔热和遮阳系统(Laing,1967;Stickler,1975)。

蒸发冷却涉及:①直接润湿(即雾化)温室内的空气;②润湿地面或温室的外盖层。这些技术的对比实验显示,雾化内部空气是最有效的方法,随后是润湿土壤和温室外盖层,但是所有这些技术均对环境条件高度敏感(Cohen等,1983)。蒸发冷却方法的有效性已被研究(Landsberg等,1979)。如果①需要保持低通风率(例如,需要维持高于环境水平的 CO_2 含量)或②水在幕中被加热,并被储存起来用于后续加热,则使用屋顶上的外部水幕冷却温室的技术是有效的。向水中加入染料以增加对红外辐射的吸收,可以改善使用该技术的效果(Morris等,1988;Canham,1962;Van Bavel和Sadler,1979a,1979b;Chiapale等,1983),但是温室盖层有毒染料的泄漏可能会损害植物。在低斜屋面上增加外部水幕是一种更有效的冷却方法,因为与陡峭屋面相比,液体膜更厚,可以更好地吸收太阳辐射。

为了实现最快生长速率,不同的植物需要不同水平的环境湿度。温室内的水蒸气含量取决于通风、植物本身的蒸腾作用和土壤的蒸发作用。温室内农作物水分迁移的实验结果已有相关报道(Morris等,1957;Linacre等,1964;Hand等,1970)。

温室内积累的水蒸气可由通风引入的干空气来抵消。然而,在高温干燥条件下则需要对温室进行某些形式的加湿(例如使用蒸发冷却器、湿垫或雾化器)以避免植物在温室内发生快速脱水。

如果调整对农作物的管理方法,更多地考虑温室湿度水平,则可以在温室中获得可观的农作物产量(Short等,1981)。对于大多数植物,尤其是蔬菜,许多品种可以适应各种各样的生长条件,因此将植物与可实现的环境条件相匹配通常会更经济,而不是反过来改变环境条件。然而,在寒冷的环境条件下,高湿度条件会导致盖层内表面发生水蒸气凝结。凝结的水滴从盖层落到农作物上可能会影响作物生长,特别是在冬季,且可能导致病害发生(Canham,1967,1968)。解决上述问题的一个方法就是提高夜间通风率以避免夜间凝结,但这会增加温室的夜间热负荷。

参 考 文 献

- Ahmadi G, Glockner PG (1982) Dynamic simulation of the performance of an inflatable greenhouse in the Southern part of Alberta; part I – analysis and average winter conditions. *Agric Meteorol* 27:155–180
- Bailey BJ (1981a) The evaluation of thermal screens in glasshouses on commercial nurseries. *Acta Horti* 115:663–670
- Bailey BJ (1981b) The reduction of thermal radiation in glasshouses by thermal screens. *J Agr Eng Res* 26:215–224
- Bowman GE (1962) A comparison of greenhouses covered with plastic film and with glass. In: *Proceedings of 16th international horticultural conference, Brussels*, pp 551–558
- Boyd LL, Ashley GC, Hietala JS, Stansfield RV, Tonkinson TRC (1980) A demonstration of the beneficial uses of warm water from condensers of electricity-generating plants. Report No EPA 600/7-80-099. Environmental Protection Agency, Washington DC
- Burek SAM, Norton B, Probert SD (1989) Transmission and forward scattering of insolation through transparent and semi-transparent materials. *Solar Energy* 42(6):457–475
- Businger JA (1963) The glasshouse (greenhouse) climate. In: Van Wijk WR (ed) *Physics of the plant environment*. North - Holland, Amsterdam
- Canham AE (1962) Shading glasshouses with liquid films, a preliminary report. ERA report no W/T40. Electrical Research Association, Surrey
- Canham AE (1967) Air-supported plastic structures – materials and design factors. In: *Proceedings of the Institute of Agricultural Engineers symposium on agricultural engineering*, Silsoe
- Canham AE (1968) Air-supported greenhouses in England. *Acta Horticult* 9:105–110
- Chiapale JP, van Bavel CHM, Sadler EJ (1983) Comparison of calculated and measured performances of a fluid-roof and a standard greenhouse. *Energ Agr* 2:75–89
- Cohen Y, Stanhill G, Fuchs M (1983) An experimental comparison of evaporative cooling in a naturally-ventilated glasshouse due to wetting the outer roof and inner crop and soil surfaces. *Agr Meteorol* 28:239–251
- Critten DL (1985) Light enhancement in conservatories and single-span greenhouses. In: *Proceedings of the UK-ISES conference on greenhouses and conservatories*, London, pp 83–91
- Farrell JJ, Albright LD, Donohoe AJ (1980) A highly-insulative thermal curtain for greenhouses. ASAE paper no 80-4531
- Froehlich DP (1976) Steady-periodic analysis of the greenhouse thermal environment. Ph.D. thesis, Cornell University, New York
- Fuller RJ, Meyer CP, Sale PJM (1984) Energy analysis of a solar greenhouse. In: *Institution of Engineers Australia conference on agricultural engineering*, Bundaberg
- Hand DW, Slack G, Machin DR (1970) Evaporation rates of capillary-watered tomatoes in an east-west glasshouse. *J Hort Sci* 45:3–14
- Harnett RF, Sims TV, Bowman GE (1971) Comparison of glasshouse types and their orientation. *Exp Hortic* 31:59–66
- Iqbal M, Kharty AK (1977) Wind-induced heat-transfer coefficients from glasshouses. *Trans ASAE* 20:157–160
- Iwakiri S (1971) Prediction and control of temperature environment inside the glasshouse. Report no. 6 of the National Research Center for Disaster Prevention, Tokyo (in Japanese)
- Jensen MH (1977) Energy alternatives and conservation for greenhouses. *Hort Sci* 12:14–24
- Kimball BA (1973) Simulation of the energy balance of a greenhouse. *Agri Meteorol* 11:243–260
- Kimball BA (1986) A modular energy balance program including subroutines for greenhouses and other latent heat devices, ARS-33. Agricultural Research Service, US Department of Agriculture, Washington
- Laing N (1967) The use of solar and sky radiation for air conditioning of pneumatic structures. In: *Proceedings of the IASS 1st international colloquium on pneumatic structures*, Stuttgart, pp 163–177
- Linacre ET, Palmer JH, Trickett ES (1964) Heat and moisture transfer from trimmed glasshouse

- crops. *Agri Meteorol* 1:165–183
- Landsberg JJ, White B, Thorpe MR (1979) Computer analysis of the efficacy of evaporative cooling for glasshouses in high-energy environments. *J Agric Eng Res* 24:29–39
- Mears DR, Baird CD (1976) Development of a low-cost solar heating system for greenhouses. In: *Proceedings of the solar energy fuel-food workshop*. University of Arizona, Tucson, pp 88–109
- Meyer J (1983) The influence of thermal screens on energy consumption in glasshouses. *Gartenbauwissenschaft* 49:74–76
- Miller CW (1977) The effect of a conducting wall on a stratified fluid in a cylinder. In: *12th AIAA thermophysics conference*, Albuquerque
- Morris LG, Neale FE, Postlethwaite JD (1957) The transpiration of glasshouse crops and its relationship to incoming solar radiation. *J Agric Eng Res* 2:111–122
- Morris LG, Trickett EJ, Vanstone PH, Wells DA (1972) Solar radiation in greenhouses; a brief review. *Int J Agric Res* 22:85–97
- Morris LG, Trickett EJ, Vanstone PM, Wells DA (1988) Limitation of maximum temperature in a greenhouse by use of a water film on the roof. *J Agric Eng Res* 3:121–130
- O'Flaherty T, Maher MJ (1978) Evaluation of double-clad polythene greenhouses for energy saving in early tomato production. *Acta Hortic* 76:335–339
- O'Flaherty T, Grant J (1984) Use of double cladding techniques to reduce greenhouse heat loss. *ISHS Acta Horticulturae* 148:641–650
- O'Flaherty T (1985) Recent developments in greenhouse energy saving. In: *Proceedings of the UK-ISES conference on greenhouses and conservatories*, London, pp 64–71
- O'Flaherty T, Maher MJ (1980) Fuel consumption and crop response in double-covered polythene greenhouses. *Acta Hortic* 107:81–85
- Pile RS, Burns ER, Waddell EL, Olszewski M, Stovall TK (1979) Browns Ferry waste heat greenhouse environmental control system. Report no 7910156–1, Tennessee Valley Authority, Chattanooga
- Seginer I, Levav N (1971) Models as tools in greenhouse climate design. Research no 150–085, Technion Research and Development Foundation, Haifa
- Short TH, Roller WL, Badger PC (1976) A solar pond for heating greenhouses and rural residences – a preliminary report. In: *Proceedings of the solar energy fuel-food workshop*, University of Arizona, Tucson, pp 61–73
- Short TH, Roller WL, Bauerle WL (1981) Energy research for the present and future USA greenhouse industry. *Acta Hortic* 115:429–436
- Slack E, Clark JA (1973) The energy balance of an inflated polythene greenhouse. *Acta Hortic* 46:109–129
- Stickler PM (1975) The use of plastic for heat insulation for greenhouses. *Plasticulture* 25:41–53
- Takakura T (1967) Predicting temperatures in the glasshouse (I). *J Meteorol Soc Jpn* 45:40–52
- Takakura T, Jordan KA, Boyd LL (1969) Dynamic simulation of plant growth and environment in the greenhouse. In: *Proceedings of the ASAE winter meeting*, Chicago, Paper 69–942
- Udink ten Cate AJ (1985) Simulation models for greenhouse climate control. In: *Proceedings of the Easter School on computers in agriculture*, Nottingham University
- Van Bavel CHM, Sadler EJ (1979a) SG79: a computer simulation program for analysing energy transformations in a solar greenhouse. Texas A & M University, College Station
- Van Bavel CHM, Sadler EJ (1979b) Experimental tests on a fluid-roof greenhouse concept. In: *4th annual conference on solar energy for heating greenhouses and greenhouse/residence combinations*, Rutgers University, pp 128–136
- Van den Kieboom AMG, Stoffers JA, Bascetincelik A (1981) Light transmittance of alternative greenhouses. *Acta Hortic* 115:417–428
- Van den Muijzenberg EWB (1980) A history of greenhouses. Institute for Agricultural Engineering, Wageningen
- Walker JN (1965) Predicting temperatures in ventilated glasshouses. *Trans ASAE* 8:445–448
- Whittle RM, Lawrence WJC (1959) The climatology of glasshouses: natural illumination. *J Agr Eng Res* 4:326–340
- Wood RW (1909) Note on the theory of the greenhouse. *Philosophical Magazine*, 319–320

第 12 章

被动式和混合式太阳房设计

12.1 概述

尽管有些建筑物会不同程度地接受不到日照，但对于大多数建筑物，太阳能都能为其直接或间接地提供日光和热量。这些建筑物的室内温度常与环境温度不同。为了达到可接受的舒适性条件，可以通过供暖、冷却和通风来改变室内温度。建筑物通常需要满足居住者的用能需求，建筑物内的供能设施会在入住前布置好，可以为应急系统和照明系统提供电力，以及为获得舒适条件而改变室内温度提供所需的能源。对于使用重质材料的建筑，当室内环境发生间歇性变化时，能源的消耗可能相当大。对于使用轻质材料的建筑物，居住模式则通常是采暖和制冷过程能源消耗的主要决定因素。因此，当计算某建筑物的能耗时，掌握相关的居住者数量、活动程度及其持续时间通常是至关重要的。

建筑物的环境功能是在外部气候（温度、光照和风速的季节性和全天性变化）和改善人们舒适性所需的更稳定内部条件之间进行调节。建筑设计具有各种各样的客观限制（例如场地、内部布局）、功能性需求（例如在结构、使用和交通面积上的要求）、气候需求和监管需求。被动式太阳房的成功设计需要协调这些需求。被动式太阳房设计通过两种方式实现功能性需求，即：

- 1) 减少辅助能源的负荷（用于供暖、通风、冷却和照明），从而降低建筑物的运行成本；
- 2) 提供舒适、美观并有吸引力的内部环境，以及尽可能提供更多的有用空间。

被动式太阳能建筑物是仅仅通过建筑物本身的形式和构造设计，来实现利用太阳能减少辅助供暖、通风或照明负荷的目的。这不同于主要通过增设专用机械设备来实现的主动式太阳能建筑物。纯被动式太阳能建筑物可以不使用额外的能源来收集太阳能。气候适应型的城市规划、建筑物的被动式太阳能供暖、自然冷却和日光照明有助于实现低能耗，创造舒适的内部条件，并且能对环境产生良性影响。

在建筑物的被动式构造中加入具有类似风机等设备的主动式单元，这种类型被称为“混合式”。而且，许多被称为“被动式”系统的建筑构造是通过小型风机或电动机将能量传送到使用点。被动式太阳房设计已经应用于住宅（Kachadorian, 1997; Bain-

bridge, 2011)、商业 (Hootman, 2012)、学校 (Norton 和 Hobday, 1990) 等不同类型的建筑物。被动式太阳房的设计应用必须考虑许多因素, 如图 12.1 所示。

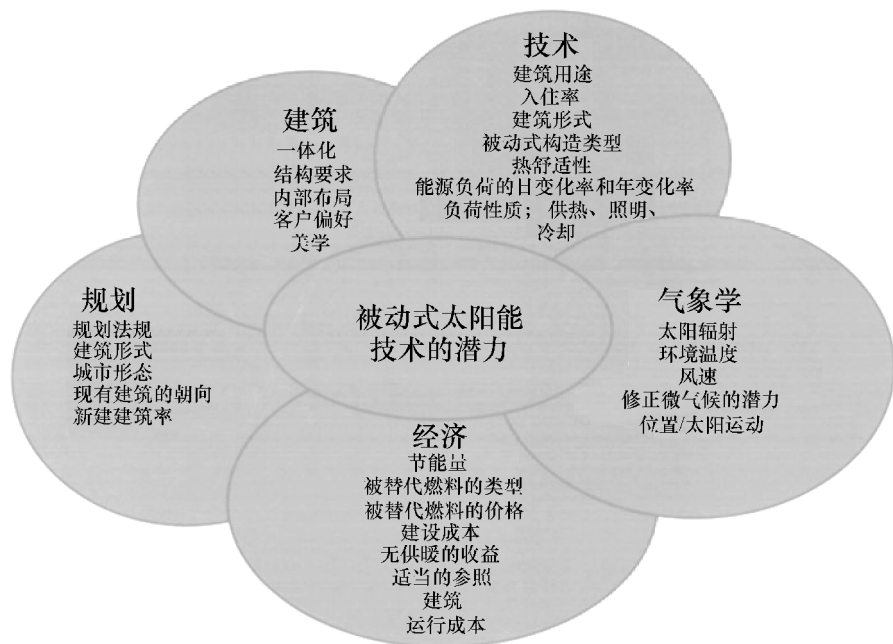


图 12.1 被动式太阳房设计的影响因素

12.2 太阳能的获取

采用被动式太阳能技术, 就必须使建筑物的部分外墙能够接受日照 (Wright, 1936)。在新的城市规划中, 太阳能的有效利用是设计目标之一, 设计者可以更好地控制建筑物的朝向、地块内的组合、位置和邻接物以及这些地块本身的形状和朝向。在形成最终的布局前, 需要平衡太阳能的利用率和城市规划要求 (例如土地法规、场地利用、交通布局、公用事业服务和美学)。图 12.2 为英国和美国在此规划下的实例。

图 12.3 是英国米尔顿·凯恩斯 (Milton Keynes) 地区规划建设的太阳能热利用示范区之一。房屋的规划、方向和位置都是按最有助于利用冬季日照的方式确定的。

图 12.4 给出了北纬 52° 处纵向排列的建筑物之间为避免遮挡所需要的距离。

早期试图获取的太阳辐射仅限于光束辐射。古希腊和罗马人掌握了被动式太阳房设计的原则, 罗马人甚至颁布了法律来保证建筑物能够获取阳光。在 1189 年的法规中, 获得采光是英国古典法律的主题。1832 年的《诉讼时效法》规定, 如果建筑物的窗户可以不间断地获得 20 年的日光照射, 则该建筑物就具有永久获得阳光的权利。

与罗马人用来保证照明标准的法律相对应, 现代也有美国城市建立的分区分规。

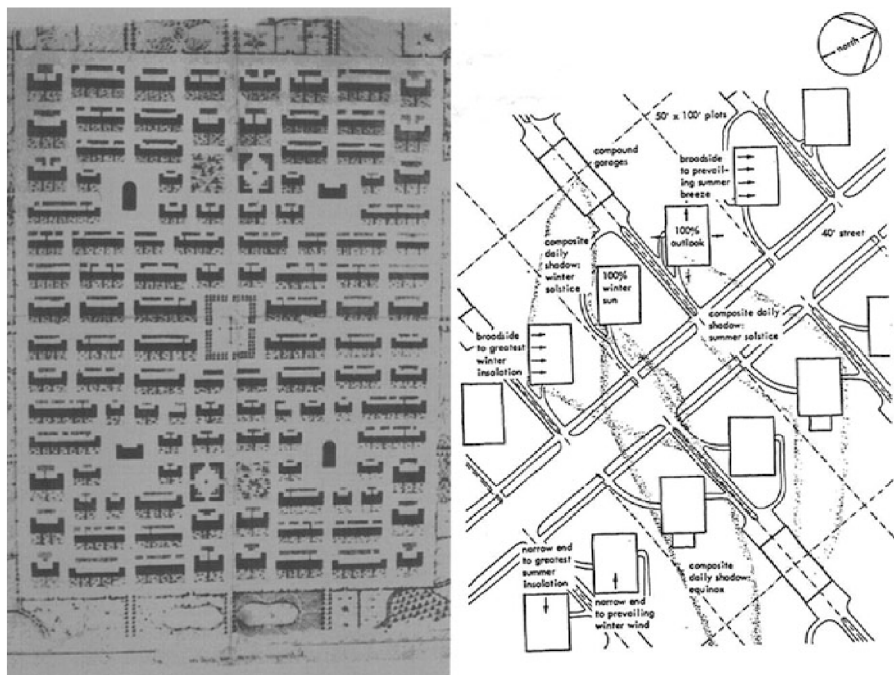


图 12.2 获取太阳能场地布局的早期实例

注：原书图片不清楚。



图 12.3 英国米尔顿·凯恩斯 (Milton Keynes) 地区为获取太阳能的城市规划 (南视图)

1916 年纽约市分区条例的实施是第一次全面的市政尝试，条例旨在合法指导和控制城市的物理形态和功能。纽约分区法规的形式和意图依然是目前争论的主题，目前的重点是提高人工照明和日光照明组合设计中的节能潜力 (Bryan 等, 1981) (见图 12.4)。

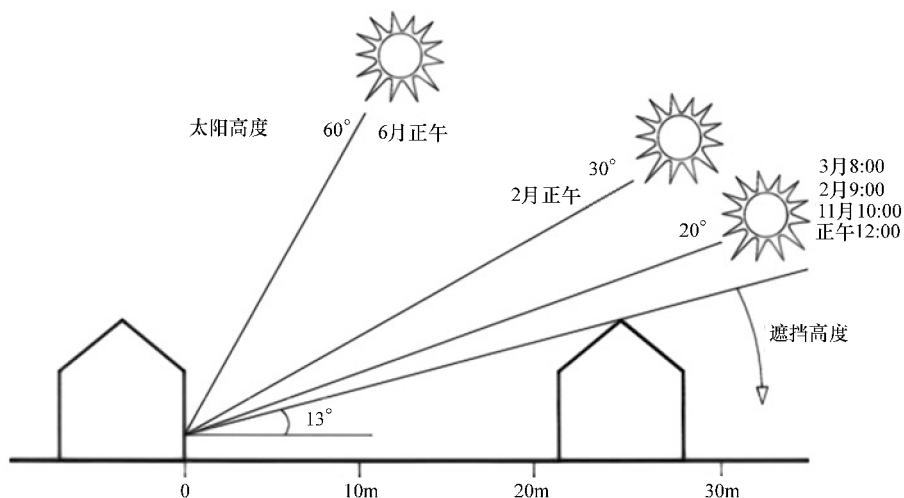


图 12.4 在北纬 52°，为避免窗户底部出现南向阳光遮挡所需的距离

使用太阳轨迹图能够充分考虑太阳日间运动的年度变化。图 12.6 为将图 12.5 所示场地平面图转换为太阳轨迹图的实例。

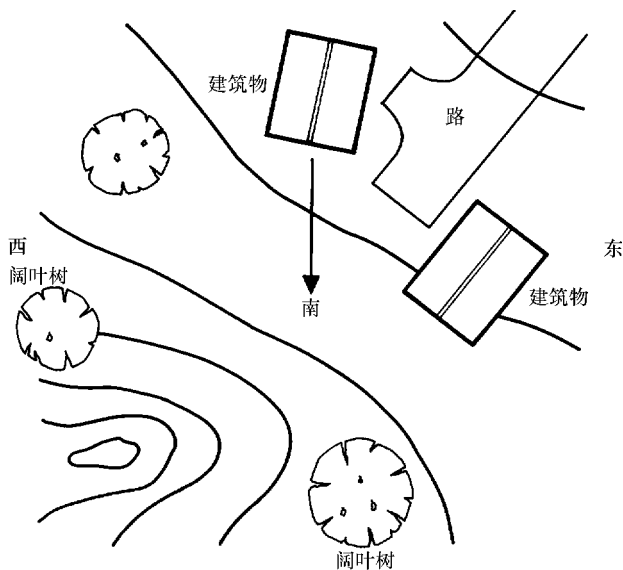


图 12.5 场地平面图

利用太阳辐射的计算机仿真模型，可在规划获取太阳能时更加自由地考虑潜在方案（如，O' Cathain, 1981, 1982; Fanchiotti 等, 1983; Rowe 和 Willmott, 1984; Dupagne 和 Renson, 1986）。

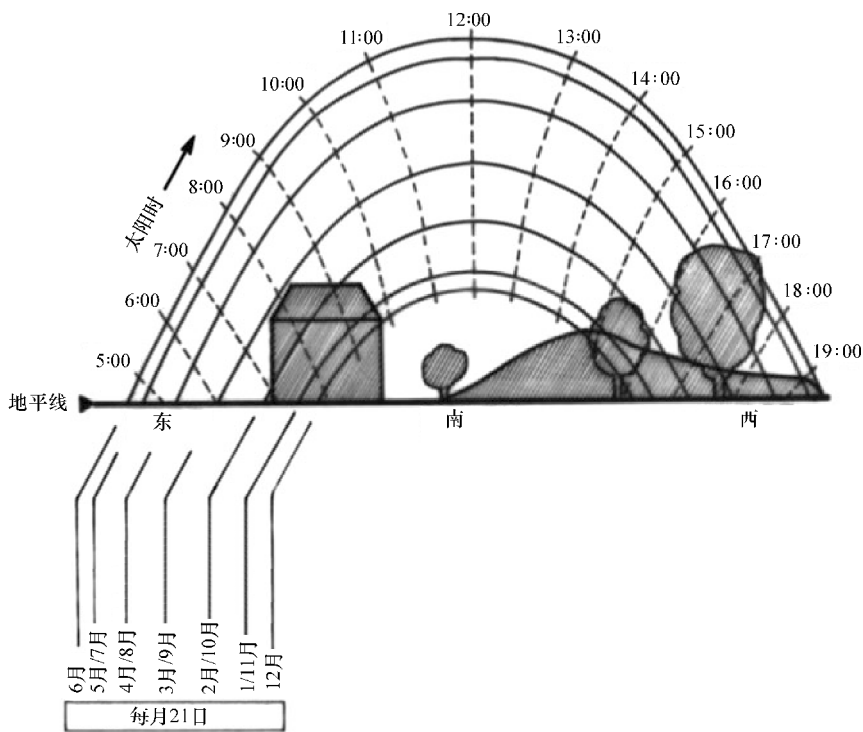


图 12.6 由图 12.5 中场地平面图转换的太阳轨迹图

12.3 温带气候下的被动式太阳房构造

在温带气候下，被动式太阳房设计通常是要满足建筑物在天气寒冷时的采暖需求，同时避免在天气炎热时发生过热。采暖涉及太阳能的收集、分配、储存和保持，而预防过热则涉及遮阳与通风。这些过程的示意如图 12.7 所示。

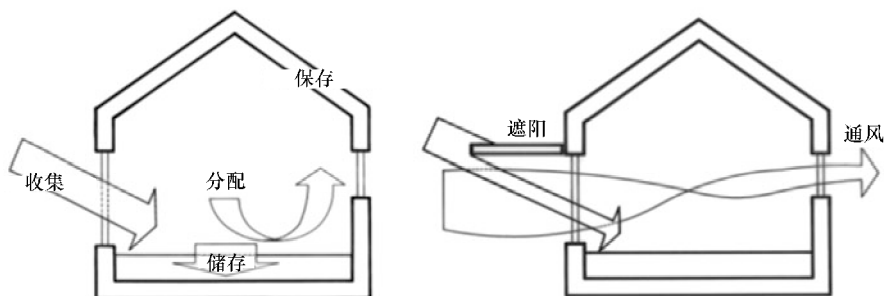


图 12.7 温带气候下的被动式太阳能集热器（左图）和避免过热装置（右图）的示意图

图 12.8 给出了一般类型的被动式太阳房构造示意图。这些类型通常由各种各样的建筑形式组合而成。适当的被动式太阳房设计是基于给定的气候、场地、建筑功能和使用情况以及主流的文化和建筑偏好而进行的。针对特定气候类型，可以参考许多手册和设计指南（Achard 和 Gicquel, 1986; Baker, 1987; Mazria, 1980; Konya, 1980）。

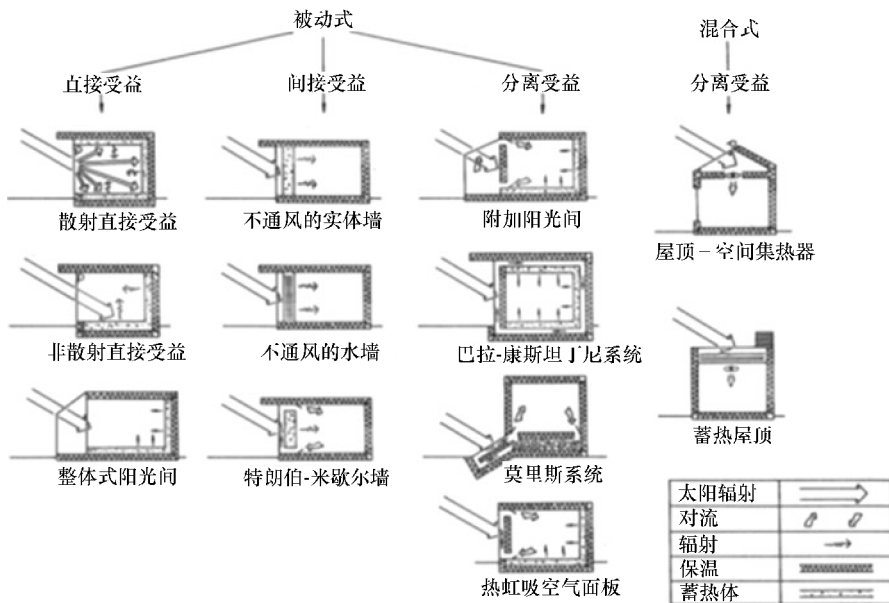


图 12.8 被动式太阳房的分类

12.3.1 直接受益式太阳房

直接受益式太阳房最简单的形式是在房间设置朝南的窗户。这种形式通常被扩展到阳光间和中庭的集成设计中，如图 12.9 所示。

与直接受益式太阳房相关的问题包括：

- 1) 房间及其居住者受到大面积的直接日晒；
- 2) 由于辐射温度不对称引起的热不舒适性；
- 3) 眩光问题；
- 4) 紫外线对纤维和成品的破坏；
- 5) 隐私保护；
- 6) 居住者使用网眼窗帘可能降低有效性；
- 7) 夏季在某些情况下会出现过热。

直接受益式太阳房简单地实现了实际功能，并且几乎没有额外增加成本。单层和多层玻璃盖板设施的热性能已获得充分研究（Elmahdy 和 Frank, 1993; Wright 和 Sullivan,

技术 措施		直接受益式		太阳辐射 外流 辐射 日光 保温 蓄热体 玻璃 百叶窗 → → → → → → P
		南向窗户	整体式阳光间	整体式中庭
供热	通风空气的预热			
	直接受益			
冷却	自然通风			
	直接日光			
照明	间接日光			
	注释			轻质墙面结构的整体式中庭
间歇使用的附加空间			✓	✓
可翻新		否	是	否

图 12.9 直接受益式太阳房特征

1995; Curcija 和 Goss, 1994)。采用各种技术, 可以制造出动态着色或智能窗户, 以改变其自身的太阳因子和对太阳特定光谱的透射率 (Carmody 等, 2004; Baetens 等, 2010)。可采用以下 4 种可切换效应的方法:

- 1) 电致变色;
- 2) 气致变色;
- 3) 光致变色;
- 4) 热致变色。

电致变色和气致变色使得对透射率的控制与保温层或周围环境的温度无关, 因此两者都特别适合作为建筑物中窗户的构件。

单独地或组合地使用多个窗格、长波低发射涂层、窗格填充惰性气体、气凝胶或真空夹层 (Muneer 等, 2000; Arasteh 等, 2006), 可以降低透过窗户形成的热损失。真空玻璃盖板由两块连续密封的玻璃板组成, 如图 12.10 所示。真空间隙两侧的一块或两块玻璃表面上覆有低发射率膜层, 微小的支撑柱阵列保证玻璃在大气压下不会相互接触。第一个成功制造的真空玻璃盖板是使用熔点为 450℃ 的焊接玻璃来密封真空间隙的周边 (Robinson 和 Collins, 1989)。在这种高温下不能使用钢化玻璃, 并且由于涂层材料在该温度下会发生热降解, 也限制了柔性低发射率涂层的使用范围。可以使用低温边缘密封

工艺和熔点低于 200°C 的钢基边缘密封来消除这些限制 (Griffiths 等, 1998; Hyde 等, 2000)。

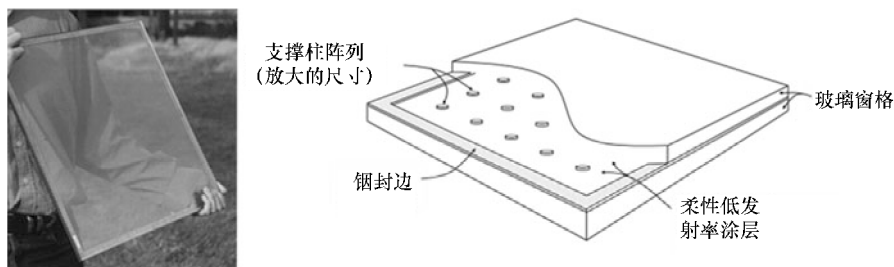


图 12.10 真空玻璃盖板

模拟真空玻璃盖板系统热性能的二维模型必须能够准确地计算出界定真空区域的两个玻璃内表面之间的传热系数。在分析模型中, 包含柱阵列在内的真空区域通常表示为一种具有有效导热系数的材料, 它包括通过柱阵列的热传导和在真空间隙内两个玻璃内表面之间的辐射传热。在模拟真空玻璃盖板热性能的三维有限容积模型中, 支撑柱阵列可以被纳入并直接进行模拟 (Fang 和 Eames, 2006)。通过真空玻璃盖板的热流为支撑柱和边缘密封的导热热流、两个玻璃板之间的辐射热流以及真空空间内残余气体的对流和导热热流的综合函数。由于真空玻璃中的真空压力小于 0.1Pa , 因此任何残余气体的影响都可以忽略不计 (Collins 和 Simko, 1998)。

12.3.2 间接受益式太阳房

将非采暖空间或单元获得的太阳能分配到采暖空间时, 就称为间接受益式, 其特征如图 12.11 所示。热分配通常是通过空气对流、相邻墙壁的导热或两者的组合进行。非居住型间接受益式构造包括特朗伯 (Trombe) 墙、实体墙和水墙。

阳光间、玻璃盖板通道、双层结构表面、天井都是间接受益式构造的例子。位于建筑物南侧的阳光间可以通过以下方式加热建筑物:

- 1) 只通过分隔墙导热;
- 2) 间接受益式系统和采暖建筑之间的空气自然循环;
- 3) 间接受益式系统和采暖建筑之间的空气强制循环;
- 4) 外部空气通过间接受益式系统进入采暖建筑的净流量。

在建筑物中, 可能会同时或顺序发生上述两种或多种运行模式。合适的传感器、控制器和执行器有助于优化能源收集性能。然而, 使用自动控制方式会增大初投资成本, 并且为了确保其长期可靠性, 可能需要大量的维护费用。

阳光间和中庭是可以居住的。如果要使人员在内居住并且引入采暖系统, 那么与其地面面积相比, 该空间的能源消耗将会不成比例地增大, 因为玻璃结构比其他建筑物构

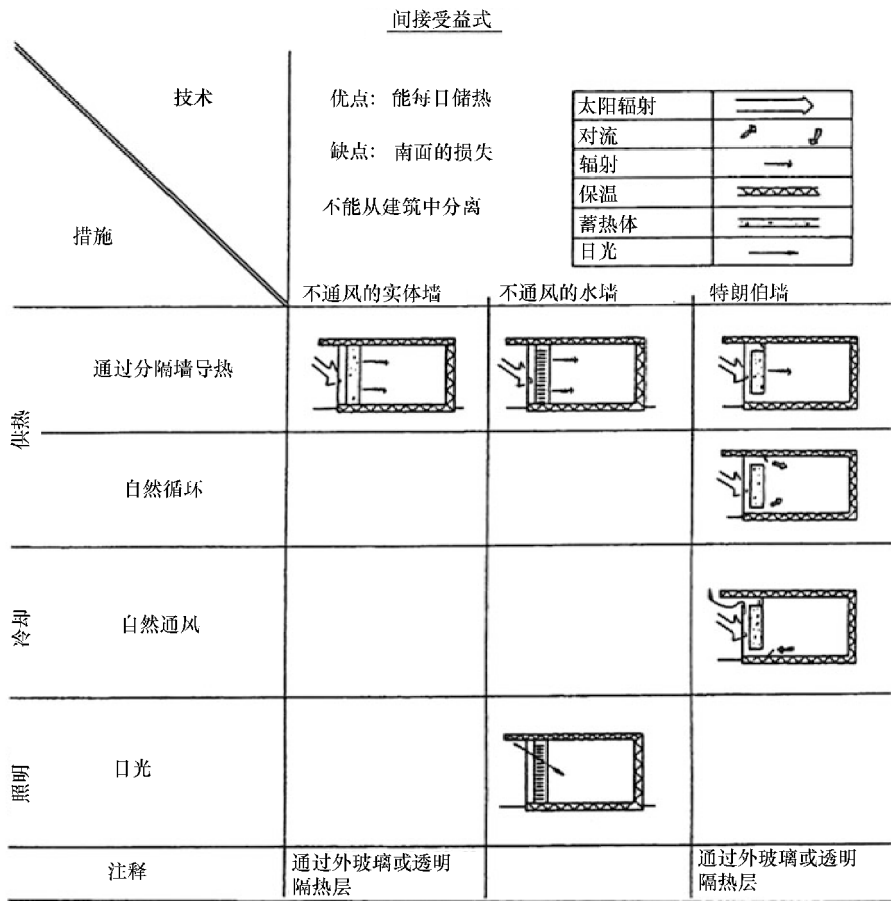


图 12.11 间接受益式太阳房特征

造的热损失更大（Oreszczyn，1993）。

当窗户或门通向阳光间时，在适当的驱动压力下阳光间和采暖建筑物之间会形成空气自然循环。在某些情况下，合理地布置通风管道，可以降低气流阻力。温暖的阳光间和相邻阴冷房间的温差会产生浮力，驱动空气流动。在欧洲北部的气候条件下，春季和秋季的温差通常很小，因此能量传输也很小。夏季，为避免过热则需要防止出现这种流动。如果要强化自然循环吸热，则当阳光间的温度小于采暖建筑物的温度时，必须使用“瓣阀”以防止夜间和冬季产生逆流。除非阳光间空气的温度大于采暖建筑物的温度，阳光间和内部建筑物之间的空气循环中才不会产生得热。降低隔墙的导热系数也有助于减少热负荷。当建筑物保温良好且“采暖季节”较短时，附加阳光间的温度很少会在内部温度之上，这个阈值很高。因此，每年阳光间对采暖的贡献度可能很小，在评估其

经济可行性时必须认真考虑由此带来的能量消耗,包括驱动阳光间与建筑物之间空气循环的风机运行能耗和将阳光间扩展为可居住区域需要提供的采暖能耗(Oreszczyn, 1993)。

如果从阳光间进入建筑物的空气成为建筑物通风所需空气的主要部分,那么从外部经阳光间流向采暖空间的净空气流将为太阳能通风提供预热。阳光间的这种运行模式具有显著优势,即所有太阳能得热都能减少一部分通风的热负荷。此外,由于建筑物隔热效果会越来越好,所以可用于通风空气基本加热的能源比例会有所增加。

带有阳光间或前庭的被动式太阳房通常最终要依靠通风和渗风来传热。通风和渗风都取决于:①风速和风向;②建筑物和周围环境之间的温差;③建筑物的空气动力学性质;④整体建筑物密闭性(开口类型与位置);⑤周围的地形和障碍物。设计者可以使用适当的分析工具,根据这些影响因素来优化气流。

在许多国家(例如法国和荷兰),自然通风的建筑物通常必须专门设置通风道。这些设计旨在促进形成烟囱效应。相比之下,当前英国建筑物法规的要求是假定通过自然渗风或居住者开窗的方式来满足这个需求。

图 12.12 为比利时图尔奈(Tournai)的一所学校中集成阳光间的案例。

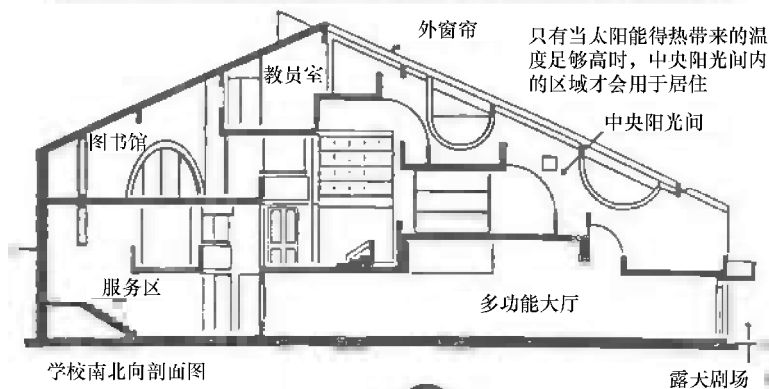
特朗伯-米歇尔墙是另一种间接受益式构造,实际上它与采暖空间热耦合的方式和阳光间是类似的,只是导热和对流传热的相对强度不同;特朗伯墙的导热量相对更大。由于所获热能经过一段时间后会进入建筑物,所以特朗伯-米歇尔墙会延迟太阳能热的传递。因此,它最适合于为炎热晴天后寒冷的前半夜供热,这种布置常见于干旱地区和山区。特朗伯-米歇尔墙与阳光间不同之处在于其无法提供额外的实用面积。因此,初始建造成本必须仅按采暖能源替代物进行调整。为了更好地控制热输出,已经开发出了特朗伯墙-米歇尔的替代产品(Zrikem 和 Bilgen, 1987)。

1961 年建于英国西北部沃拉西(Wallasey)的一所学校有一个近南朝向的双层玻璃墙,并带有可调节的白色百叶窗,百叶窗结构包括透明、半透明和插接式结构,而朝北的玻璃窗则相对较小,如图 12.13 所示。该建筑物已经经过了 50 多年的研究(Davies, 2007)。尽管建筑物目前的采暖技术已经比较经济,但是在晴天条件下仍可能会发生过热现象,并在阴天时可能会增加热损失。该建筑物目前是“太阳能校园”圣玛丽学院,其历史意义使它在 1996 年被正式列为一个受保护的建筑物。

12.3.3 分离受益式太阳房

分离受益式构造可以在特定时间内使建筑物实现热分离。它们的相关特征如图 12.14 所示。

热分离可通过绝热分隔墙(如热虹吸空气板)或者建筑物屋顶的结构(如在屋顶安装空间集热器)实现。如果设计良好的话,能够使得供热更加可控以及避免夏季过热,这是分离受益式的主要优势。在可获得新材料的情况下,很可能以相对建筑本体很低的成本甚至零附加成本来设计覆层集热器和屋顶-空间集热器等。这些结构与通风预热相结合经济效应会更好。



学校南北向剖面图



图 12.12 比利时拥有大量阳光间的学校平面图、剖面图和照片

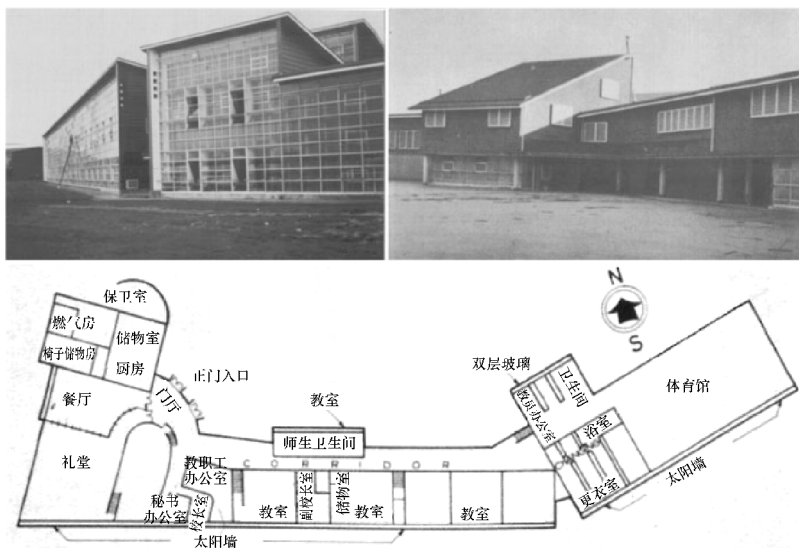


图 12.13 沃拉西 (Wallasey) 学校的前、后视图照片和平面图

措施 \ 技术		分离受益式			
		热虹吸空气板	玻璃夹层通道中庭附加阳光间	莫里斯系统	热虹吸冷却池
供 热	通过分隔墙导热	需要避免			
	自然循环得热				
	通风预热				
冷 通	自然通风				
	提供定期使用的额外空间		✓		
	注释		阳光间与建筑物之间的外墙构造	为避免遮挡, 建筑物之间需要较大距离	承重屋顶
可翻新		作为幕墙再覆层的一部分	满足	可能满足	在大多数情况下不能

图 12.14 分离受益式太阳房特征

对于分离式系统而言,蓄热的重点应集中在现有墙体和天花板的对流连接处,而不是仅考虑提供更大的热容量。分离的间接单元不应用于储热,除非在非集热期间被分离或具有可控的对流连接。也就是说,其需要严格遵守分离间接构造的定义,否则会产生净热损失。

分离受益式太阳房的集热器通常会在办公室和教学楼上形成双层皮外墙 (Poirazis, 2004)。热虹吸空气板 (TAP) 就是这样的—一个系统,它通过省去储热器并完全依赖于对流得热来克服间接型集热器的一些缺点,如图 12.15 所示 (Norton 等, 1992; Sawhney 等, 2007)。热输入几乎是即时的,而当集热器与采暖空间分离时,在非得热期间其热损失会降低。这种设计最适合用于在阴冷或严寒气候的白天供热。TAP 与特朗伯墙的自然对流运行模式相同。吸热体一般由金属 (通常为铝或钢) 制成并且是隔热的,可以防止因与建筑物换热而产生热损失。为了可以控制供热量,连接到百叶窗的空气导流板以如图 12.16 所示的方式移动,以便于供热或通风。如图 12.18 所示,虽然空气可以通过回流或反向循环流入建筑物中,但通常还是会采用轻质瓣阀仅允许空气进入板基座,来防止发生逆热循环和热风回流 (见图 12.17)。

英格兰东南部埃塞克斯 (Essex) 的一所学校,在更换幕墙时安装了 TAP,如图 12.18 所示 (Lo 等, 1994)。

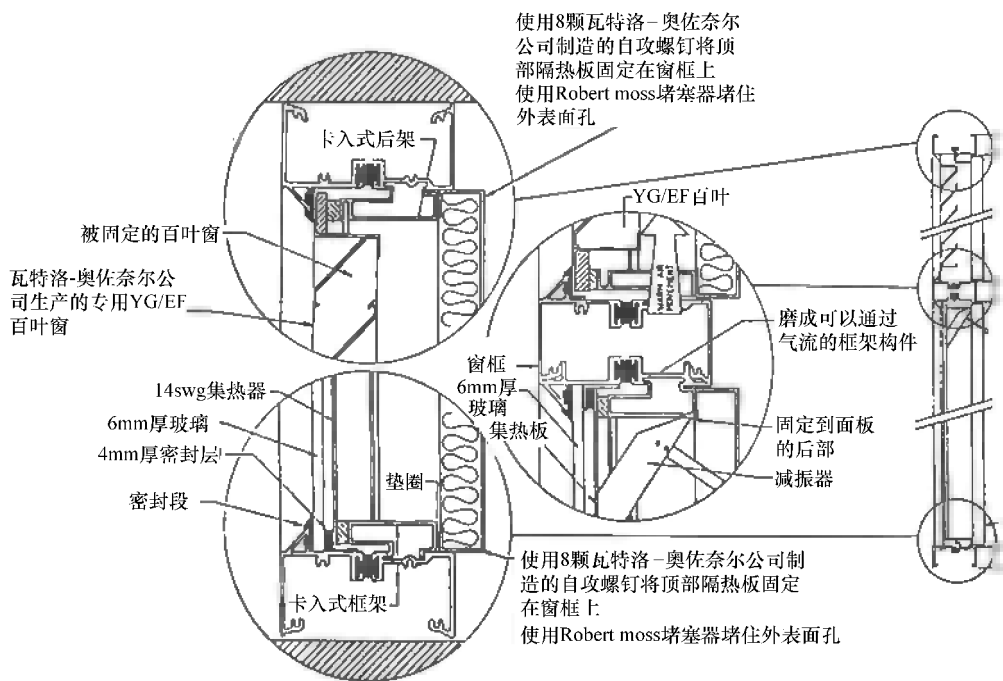


图 12.15 TAP 的构造

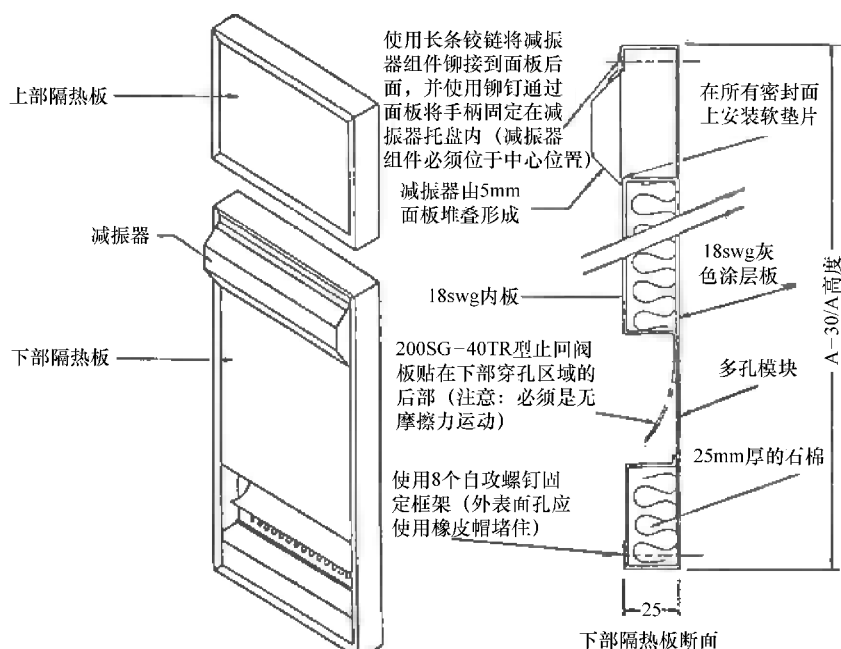


图 12.15 TAP 的构造 (续)

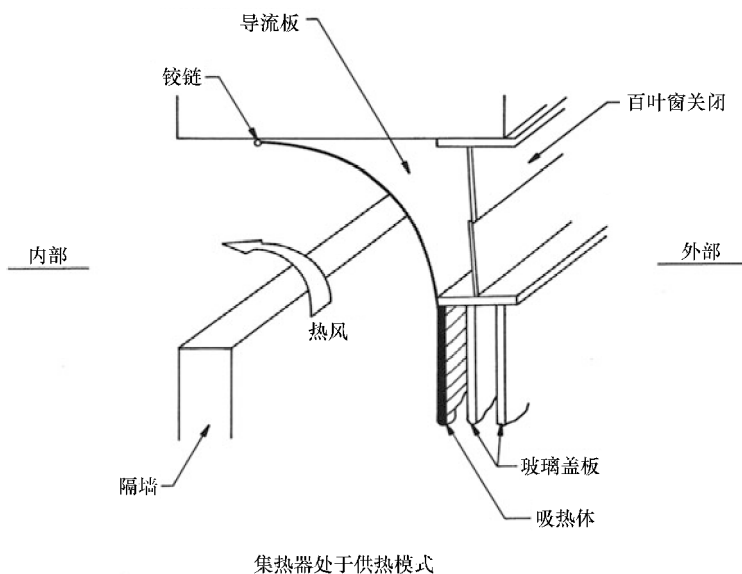


图 12.16 TAP 的空气导流板和连接百叶窗的运动

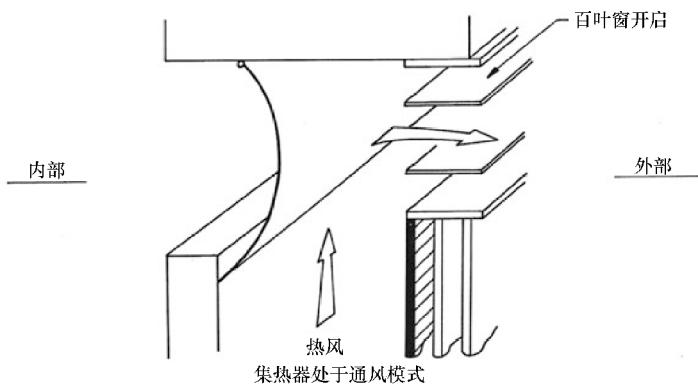


图 12.16 TAP 的空气导流板和连接百叶窗的运动 (续)

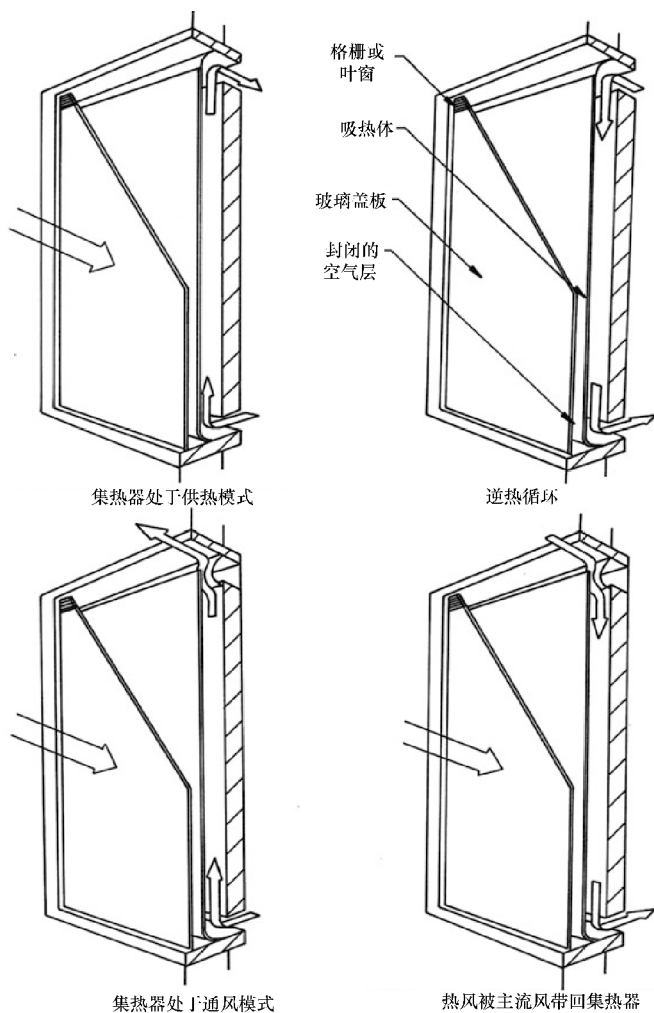


图 12.17 TAP 的 4 种可能的工作模式

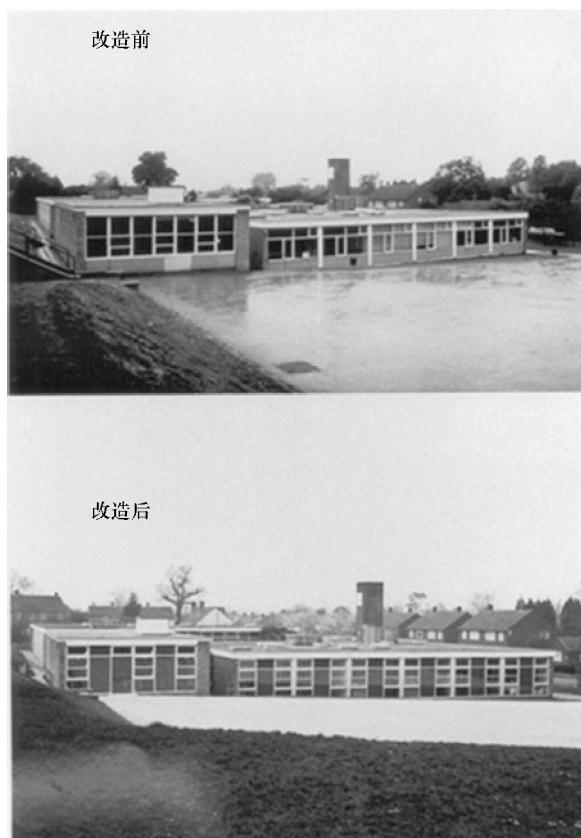


图 12.18 安装 TAP 作为幕墙改造的一部分

远程储热器可由在地板下方的岩石或墙壁之间的空隙构成。太阳能得热通过由管道组成的特定子系统传送至蓄热材料，该系统的热量由小型风机或自然对流进行传输。类似的子系统还提供储热器和采暖空间之间的连接。水也被用作储热介质，尽管需要提供可靠的方案并使用添加剂以防止在寒冷气候下出现结冰冻损问题。远程储热器保温性好，若放置在采暖空间内，储热器的散热通常可以被利用。然而，能量的长期储存、储热器或集热单元和采暖空间子系统间的连接都会增加额外费用，这通常都与储能量密切相关。这样的系统已被安装于专门利用太阳能空气采暖的住宅中，一般适用于美国北纬 40° 以下的半干旱地区 (Morris, 1981)。集热器安装在地面以下并与岩石床储热器耦合，以增强自然循环。储热器通常放置在朝南房间的地板下，图 12.19 所示的例子中，放置储热器可以向朝南的房间和相邻朝北的房间提供辐射热。

巴拉-康斯坦丁 (Barra - Costantini) (Barra 等, 1980) 空气采暖系统具有特朗伯墙体性质的自然对流双通道集热器，但不同于真正的特朗伯墙体，储热器是远程的，并且可能与太阳能集热热源分离。图 12.20 和图 12.21 是 4 种工作模式的示意图。它包括：

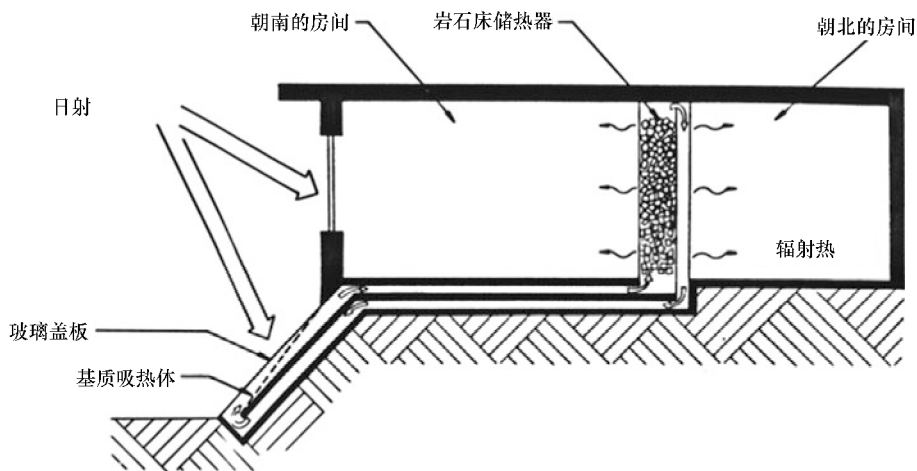


图 12.19 带岩石床储热的 U 形管热虹吸式太阳能空气加热器

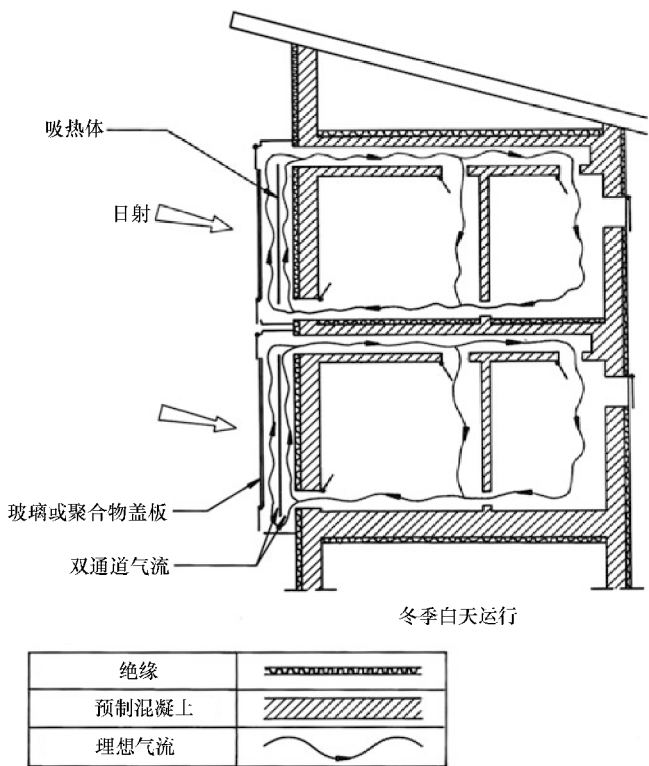


图 12.20 巴拉-康斯坦丁被动式太阳能系统在冬季白天的运行示意图

1) 与建筑物南墙分离的低热容量双通道吸热体（以使空气和吸热体之间的传热面积最大化），集热器还可以用于提供附加外保温作用。

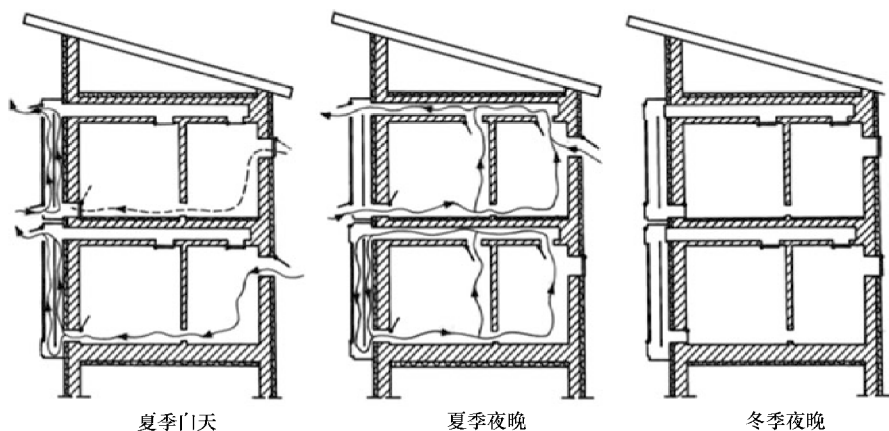


图 12.21 巴拉-康斯坦丁被动式太阳能系统的三种工作模式

- 2) 通过位于天花板内的空气通道并依靠自身浮力来驱动整个住宅热分布。
- 3) 上述天花板和相邻墙体内存存的热能被辐射到外部环境中。

12.3.4 混合系统

图 12.22 给出了混合系统的相关特征。

如图 12.23 所示，屋顶-空间太阳能集热器一般是全部或部分位于斜屋顶的南面 (Norton 等, 1987)。屋顶-空间太阳能集热器内太阳能加热的空气由自动控制的风机经管道直接输送至室内，或者作为预热空气输送至空气采暖系统。屋顶-空间太阳能集热器用来自室内或外部环境的空气作为补充气体。用于从屋顶-空间太阳能集热器输出热空气的风机和连接管道，是现有燃气型空气采暖系统的组成部分。当屋顶-空间太阳能集热器的空气温度低于房间恒温器的设定温度时，输出的空气流则作为燃气辅助系统的预热气流。完全集成的壁式控制单元可用来驱动燃气辅助空气采暖系统和屋顶-空间太阳能集热器。

图 12.23 所示的屋顶-空间太阳能集热器采用了太阳能被动式热收集和主动式热分配，因此通常被称为混合太阳能系统。

通风用于防止夏季过热，屋顶-空间太阳能集热器的 5 个主要工作模式是：

1) 在白天，当屋顶-空间太阳能集热器的温度高于建筑物内部温度时，恒温控制的风机持续从建筑物中带走空气。空气通过屋顶-空间太阳能集热器被加热并返回到建筑物中。这种模式适合于白天居住的建筑物。

2) 在白天，随着太阳能的收集，屋顶-空间太阳能集热器温度升高，并且系统内不进行空气的强制循环。傍晚时，储存的热量被利用。风机将屋顶-空间太阳能集热器中的热空气输出，并从建筑物内部或外部向屋顶补充空气。这种模式最适用于白天不居住的建筑物。

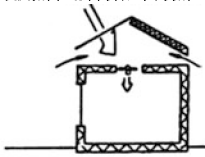
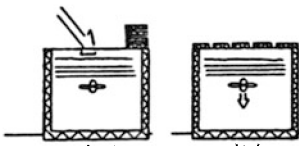
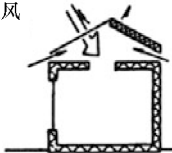
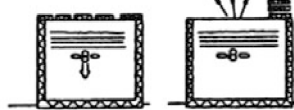
技术 措施		混合式									
		优点：可控 缺点：成本，活动件	<table><tr><td>日照</td><td></td></tr><tr><td>对流</td><td></td></tr><tr><td>辐射</td><td></td></tr><tr><td>保温</td><td></td></tr><tr><td>蓄热体</td><td></td></tr></table>	日照		对流		辐射		保温	
日照											
对流											
辐射											
保温											
蓄热体											
		屋顶-空间集热器	集热蓄热屋顶								
供暖	通风空气的预热和强制循环得热 	 白天 夜晚									
制冷	自然或强制通风 	夜间辐射制冷  白天 夜晚									
注释	与南面相邻建筑物的距离小于基于外墙系统的距离	要求承重的屋面									
可翻新	可	不可									

图 12.22 建筑物中混合系统的特征

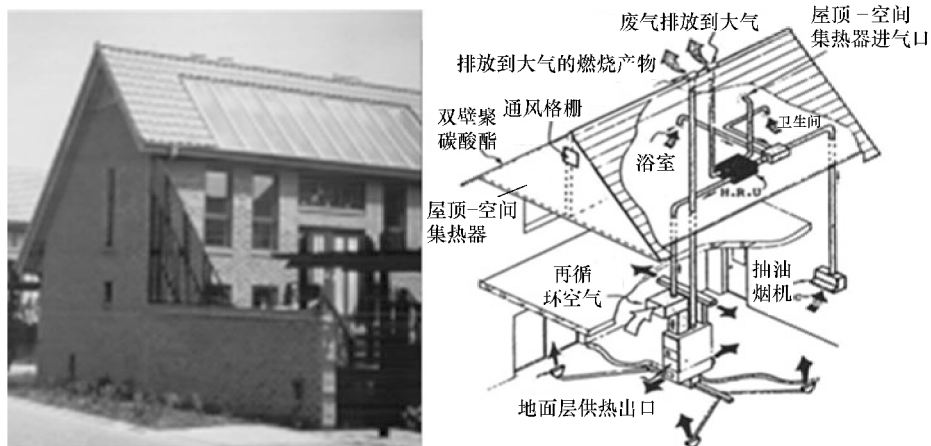


图 12.23 屋顶-空间太阳能集热器

3) 在风机驱动下, 外部空气经屋顶-空间太阳能集热器加热进入采暖室内。在这种情况下, 风机的体积流量小于工作模式2) 下的体积流量。如果该部分空气在总通风量中占有很大比例, 则该模式提供通风空气的预热量。与工作模式1) 和2) 不同, 屋顶-空间太阳能集热器的温度不必高于建筑物温度以输出有用能量, 因为当热空气穿过屋顶时降低了通风热负荷。由于建筑物保温性能好, 可用于加热室内流动空气的能量比例会增大。以这种模式工作的屋顶-空间太阳能集热器可与建筑物节能措施兼容且互补。

4) 屋顶-空间太阳能集热器的底板存在导热, 但是由于屋顶太阳能集热器的底板是保温的, 所以这个导热热量通常比较小。应确保底板有良好的保温性能, 否则昼夜总热损失可能会超过得热, 除非屋顶-空间太阳能集热器是双层玻璃并装有夜间隔热百叶。在该模式下, 屋顶-空间太阳能集热器可作为最上层天花板和室外环境之间的缓冲空间, 从而减少建筑物屋顶的热损失。

5) 在浮力的驱动下, 空气流将从建筑物内被吸入屋顶-空间太阳能集热器再排到室外。进入建筑物的补充空气来自周围的外部环境。在这种模式下, 屋顶-空间太阳能集热器起到通风冷却作用。

屋顶-空间太阳能集热器的物理结构与常规倾斜屋顶没有明显区别, 因而其具有初始投资成本低的优点。此外, 还可以通过使用现有辅助空气采暖系统的部件(即风机和控制器)来进一步降低其初始投资成本。在相同的占地面积下, 屋顶-空间太阳能集热器可以通过优化集热设计和获得较高的集热温度来达到比阳光间更有效的性能(Lo 和 Norton, 1996)。由于受居住要求的限制, 这些在阳光间是不可能实现的。装有屋顶太阳能集热器的空间通常没有蓄热体。因此, 它们非常适合用于在白天供热的建筑物, 通常应用在具有两侧斜屋顶(Norton 和 Waterfield, 1990)和圆屋顶(Williams, 1989)的学校建筑物中, 屋顶结构如图12.24所示。

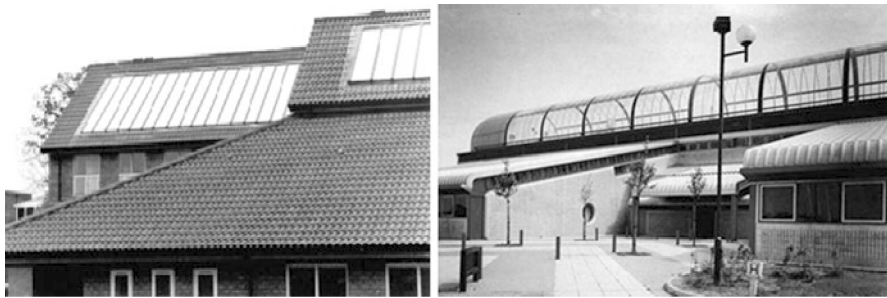


图12.24 英国 Green Park 学校(左图)和 Perronet Thompson 学校(右图)的屋顶-空间太阳能集热器

规划屋顶-空间太阳能集热器始终不被遮挡的场地相对容易。建筑物的被动式太阳能构造通常是安装在地面上。在高住宅密度的城市地区, 住宅在某些太阳角下经常会由于相邻建筑物的遮挡而使得地面层的被动式太阳能构造无法发挥作用。屋顶-空间太阳能集热器不会导致个人隐私的泄露, 而直接受益式系统采用大面积玻璃盖板可能会降低

其隐私性。

12.3.5 预防过热

由于被动式系统的设计目标是使太阳能得热最大化,无论在夏季还是供暖季节末期都能保证大多数系统工作在最佳性能点,所以在使用时存在过热的风险。可通过以下方式预防过热:

- 1) 使用遮阳装置阻止部分太阳能得热;
- 2) 利用通风方式排除太阳能得热;
- 3) 设置蓄热体吸收太阳能得热。

根据太阳辐射季节性的轨迹变化,可以使用固定式遮阳装置控制过量的太阳辐射。然而,必须注意固定的窗檐和悬挑部分的方向、倾角和几何结构 (Givoni, 1998)。使用固定式遮阳装置的一个重要优点是它可以自动运行。

对于以太阳能为主要供热来源的建筑物,太阳能得热的响应控制是非常必要的。使用固定式遮阳装置无法实现响应控制。在温带气候下,建筑物在同一季节每天的热需求都会发生变化。事实上,建筑物可能在几个小时内就从能量过剩转为能量不足。以北纬 52° 地区为例,夏至时,水平朝南1m宽的固定窗檐即可完全遮蔽约2m高的窗户。然而,该窗檐在冬至时也会遮蔽10%的面积,到春季时遮蔽面积会达到50%,这些时期本该是被动式系统发挥作用最明显的时候。此外,在许多气候条件下,太阳日平均位置和日平均环境温度的年变化并非同步。虽然9月的太阳运动轨迹与5月相同,但相应的环境温度却有差异。例如在英国,一个固定式遮阳装置会在温度较高的9月需要遮蔽阳光,但也会在温度较低的5月遮蔽了有用的太阳能得热。在适当的气候条件下,可以根据落叶树的位置来选择合适的房屋参考位置 (Kumakara 等, 2011),然而,从图 12.25 可以看出,对于一些树种,冬季光秃的树干也会造成不必要的遮阳。

遮阳装置还会影响透过玻璃窗的视野范围:窗檐、不透明百叶窗、百叶帘和阳光控制膜等都可以减少采光口处的太阳能得热量,但它们改变通过采光口视野范围的方式明显不同。

外部装置 (例如遮阳篷) 是最有效的遮阳方式,因为太阳光在进入房屋之前就被已遮挡。然而,外部遮阳装置通常成本较高,因为它们必须能够抵御风雨。但要抵御风雨就需要对其进行控制,如果风很大,即使是晴天也必须撤除遮阳篷。控制连接机构也可能难以安装和维护。

室内遮阳装置可将透过玻璃盖板进入到集热单元或区域的太阳辐射反射出去。它们不如外部遮光板有效,因为:

①部分辐射会被玻璃盖板反射和散射回到集热器中;②部分辐射会被遮阳装置表面吸收。所有类型的遮阳装置主要

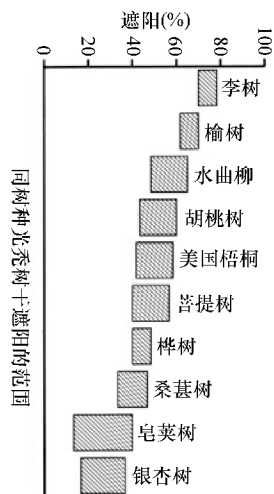


图 12.25 不同树种光秃树干遮阳的范围

功能都是保护居住者免受直接辐射。直接辐射会使有效温度提升至高于空气温度以上几度，从而可降低达到热不舒适性的阈值温度。

通风是防止过热的第二种措施，因为当建筑物的温度升高到环境温度之上时，需要移除多余的热量。仅通过通风来维持建筑物温度不过度高于环境温度需要非常大的通风率，这会很难实现甚至在某些情况下是不可能的。然而，通风是对遮阳的重要补充措施——特别是通过对流换热可以减少内部遮阳装置表面吸收的热量。理想情况下，这些热量会从室内被带走。

在具有大面积水平玻璃的空间（例如，中庭或有顶棚的庭院）中，通风是非常重要的。如果顶部有较大的开口并且在地面设置有进风口，则即使是在无风时，通过“烟囱效应”也会形成自然对流。这种垂直流动可防止热空气在中庭上部积聚。

12.4 被动式太阳房的辅助供热及其控制

太阳能系统需通过控制辅助供热来减少能源消耗，其控制系统应能够对太阳辐射做出及时响应。供热系统必须有足够快的控制响应以减少辅助系统的输出。

蓄热体会吸收辅助能源输入的热量，因此会延长加热温升的时间。其用于间歇加热的建筑物中，会使室内温度高于所需的日平均温度，这将导致更大的热损失。在以供热为主的气候条件下，具有重质材料的建筑物在间歇供热时，通常无法判断太阳能得热是否大于额外辅助供热的能耗。一般，使用蓄热体被认为是降低夏季峰值温度的主要措施。虽然使用蓄热体能够有效降低峰值温度，但遮阳和通风通常会更有效。例外的情况是当室内所需温度低于白天环境温度时，例如在酒窖和食品柜这样的空间中，就必须使用蓄热体。

在不需要大容量蓄热体的条件下，保温效果良好（即总热损耗系数小）的建筑物可以获得较大的时间常数。研究表明，当控制传感器、热发射器和房间的响应时间逐步增大时可获得最佳控制。因此，调温器必须能够迅速监测到太阳能的变化。在具有朝南和朝北房间的建筑物中需要单独设置调温器，因为与朝北房间相比，朝南房间对太阳能得热的响应速度更快。朝南区域的调温器应该监测直射辐射，即应将其定位于使日光直接落在其表面，从而可直接监测太阳能得热，因此响应速度会更快。

房间辅助供热系统的响应速率应快于温度变化速率，例如，由于房间得热量减少而使温度下降的速率。使用以水为工质的现代化散热器系统有可能实现这一点，使用空气采暖系统则更容易实现。但是，如果使用地暖和固体燃料炉，则很难实现。在使用响应慢的供热系统时，通过供热控制系统对太阳能得热的提前感测显得更加重要。带有储热器的供热系统，例如地暖系统，响应“开”指令的速度和响应“关”指令的速度不必完全相同。对“关”指令响应过慢可能会导致过热，对“开”指令响应过慢则可能会导致欠热。

考虑到储热器的使用，在许多气候条件下一般需要将被动式太阳房适当重质化。家具通常可使大多数房间成为中等重量的空间，至少当受到短期温度波动时是如此。若被

动式太阳房为轻质建筑物时，应避免直接得热，使用快速响应控制系统控制远程得热，并配置快速响应的供热系统。

12.5 炎热气候下的被动式太阳房构造

在炎热气候下，采用遮阳装置会减少非空调建筑物的太阳得热。自然冷却系统可将热量从建筑物转移到温度低于室内的环境冷源中去（Givoni，1994）。这些冷源包括利用通风的环境干球（Gage 等，2001）、通过蒸发冷却的环境湿球（Ford 等，2012）、通过辐射冷却的夜空（Dimoudi 和 Androutsopoulos，2006）和通过地面导热冷却的土壤（Al - Ajmi 等，2006）。相关分类如表 12.1 所示。被动式冷却通常仅需少量能量输入就能在干旱和潮湿的炎热气候中显著改善室内舒适性。冷却风机和其他空气动力源也可以显著提高舒适度。舒适性所需的最高温度可以提高几度。改变相对湿度对舒适性的影响并不明显：将相对湿度从 20% 增加至 60% 仅等效于 1K 的温升对舒适度的影响。虽然提高湿度不会明显降低人们的舒适度，但为了控制霉菌的数量，空气湿度通常需保持在 68% 以下。建筑物的两种除湿方法分别是使水蒸气在低温表面上凝结和直接利用干燥剂吸收水分。一般而言，凝结所需的低温条件仅依靠被动式冷却系统是无法实现的。

在一定的气候条件下，当环境干球温度明显上升到高于舒适性所需的最高温度时（即具有较大冷负荷的气候），可以采用以下技术：

- 1) 双层玻璃；
- 2) 减少渗风，通过空气 - 空气换热器进行通风；
- 3) 墙体保温；
- 4) 加护墙板。

表 12.1 被动式冷却系统的分类

系统	冷源
通风设备	环境
地下掩体	土壤
直接和间接蒸发冷却	环境湿球
干屋顶散热（辐射冷却）	夜空
湿屋顶散热（辐射和蒸发冷却）	夜空，环境湿球
吸风罩	由砌体冷源冷却的转向气流

在相对温和的气候条件下，建筑物的夜间通风是一种简单、高性价比的冷却方法。如果夜间环境干球温度足够低，则可以充分地冷却建筑物中的蓄热体，以便在蓄热体吸收白天热负荷的情况下不会使室内温度升高到不舒适的水平。夜间通风采用自然循环还是强制循环的方式取决于风速和建筑物的设计。对于某些气候条件，在白天限制通风可能是有利的（仅保持健康所需的最小值），可以使建筑物的得热最小化。如果采用的是

自然通风,则窗户的布局、视野和微气候都是设计时需要考虑的重要因素。预测穿过建筑物的气流模式时所涉及的不确定性因素,可能导致难以定量预测系统性能。

地下掩体是将一个建筑体部分或完全埋入地下,可通过以下两种方式降低冷负荷:

- 1) 土壤的作用类似于额外的热阻层(尤其是夏季土壤比较干燥),能有效减少空气的渗透;
- 2) 如果地表平面下的温度明显低于所需的内部温度,那么热量将从建筑物传递到周围的土壤中。

如果冷负荷足够小并且土壤温度足够低,则不需要进一步冷却。然而,在极端的气候条件下,由于冷负荷太大、土壤温度太高,在整个夏季则不能提供有效的冷却。由于土壤热容和导热系数的约束,当周围土壤温度升高到无法继续吸热时,其从建筑物吸收的热量将会受到限制。

吸风罩使用塔形结构来转移和冷却进入建筑物的气流。空气在通过砌筑塔的蓄热体时会被冷却。这种冷却方法是相对常见的形式,特别是在伊朗的旧市场建筑物中。伊朗科尔曼(Kerman)集市上的吸风塔如图12.26所示。

在直接蒸发冷却中,外部空气掠过浸泡在水中的纤维垫,被绝热降温加湿,使干球温度达到其湿球温度。随后,空气被输送到建筑物中。

在间接蒸发冷却系统中,低温空气是通过换热器冷却建筑物中的空气,而不是进行直接换热。其优点是可以避免水蒸气进入室内,因此提高了蒸发冷却在半湿润气候环境中的适用性。最有效的吸风塔结构采用平板空气-空气逆流换热器。换热器内表面有一侧保持湿润,使蒸发冷却是在其内部而不是在另外的设备内发生。

在更潮湿的气候条件下,较高的湿球温度限制了在不使用非常大的气流或换热器的情况下可获得的蒸发冷却量。在这样的气候下,屋顶散热冷却系统可以使用温度最低的环境冷源,也就是夜空。在潮湿的夏季,无云夜空的辐射温度比环境干球温度低大约 10°C 。然而,如果天空被云层覆盖,其辐射温度将接近环境温度。根据简单的经验关系,可以根据环境干球温度和湿度以及天空的云层覆盖程度预测天空温度。在晚上,暴露在夜空下水平表面的散热率为每单位温差 $5\text{W}/\text{m}^2$ 。如果屋顶可以进行储热,则夜间蓄冷量可以用于建筑物全天的冷却。这样的系统已经用于远程电信中转站(Schmalz, 1979)以及在炎热干旱气候中可移动建筑物(Ghiraldi, 1984)的冷却。

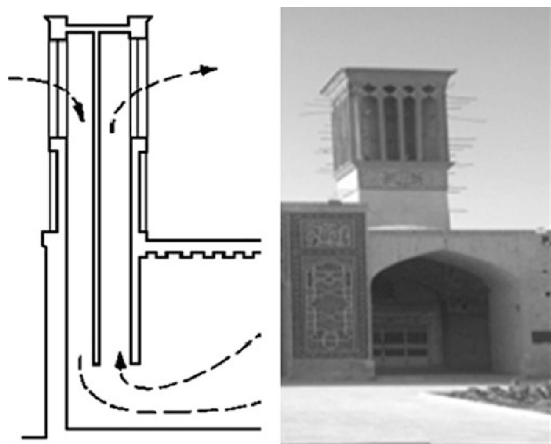


图12.26 伊朗科尔曼的吸风塔及其工作原理

蓄热屋顶系统（Hay 和 Yellot, 1969）由内含深度 15cm 水层的隔热板组成。在夜晚，打开面板并将水暴露在空气中。水可以放在露天水池中，也可以包裹在像水床一样的塑料中。通过在夜间向天空辐射而使水得到冷却，并且如果使用露天水池或浸湿的袋子，也会发生蒸发冷却。在黎明时，面板被关闭以防止受到太阳辐射或来自外部空气的对流而获得热量。水冷却天花板，然后通过辐射和浮力共同驱动的自然对流来对建筑物内部进行冷却。与能够在房间中产生冷表面的其他被动式冷却系统一样，该系统通过使用风机循环内部空气来增加对流耦合，提高舒适度。蓄热屋顶的主要缺点是其采用了非常规结构。屋顶或天花板需要承受 150kg/m^2 的水，同时还要避免泄漏，所以施工时需要相当谨慎。建造可移动面板时也需要小心，以保证其操作可靠且不需要过多的维护。尽管部件的批量生产可以降低成本并增加可靠性，该系统的安装费用仍很高。蓄热屋顶系统也可以在有阳光时打开面板利用太阳能加热水，以实现太阳能供热。然而，它不适合用于较高纬度和具有明显降雪的区域，也不适合用于改建的建筑物。

目前开发了一种新的冷却系统，其通过垂直水柱从房间吸收热量，水加热后被向上输送到带遮阳设施的屋顶水池中，主要通过蒸发作用将热量排到周围环境中。水池底部的冷水通过另一条管路下降，重新进入水柱的底部，如图 12.27 所示（Crowther 和 Melzer, 1979; Crowther, 1979）。

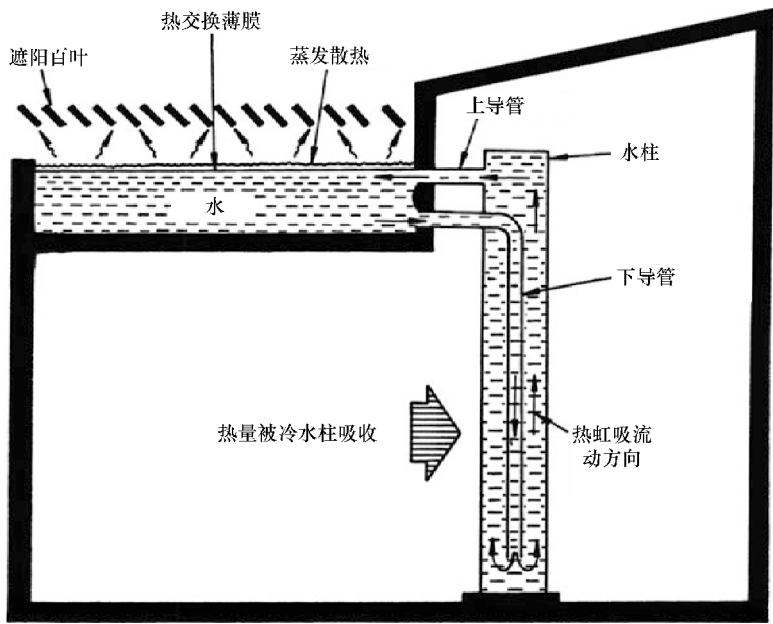


图 12.27 自然循环水冷却系统运行原理剖面图

该系统的优点是,虽然散热主要通过蒸发实现,但没有额外的蒸汽进入房间。在美国加利福尼亚州萨克拉门托(Sacramento)附近进行的试验表明,即使在异常炎热的天气下,该系统也能提供足够的冷量(Hammond, 1980)。目前,该系统已被改进,包括采用:①热交换薄膜(将敞开的蒸发水池与热虹水分离,因为后者需要保持清洁);②有效的遮阳装置,可以遮挡所有直射辐射,但不影响池内进行蒸发冷却。为了防止在炎热气候下因静止水池而导致的相关疾病,有人提出将捕食蚊子幼虫的食蚊鱼放入换热器上方的蒸发池内。

参 考 文 献

- Achard P, Gicquel R (1986) European handbook, Preliminary edition. Commission of the European Communities, Brussels
- Al-Ajmi F, Loveday DL, Hanby VI (2006) The cooling potential of earth-air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate. *Build Environ* 41:235–244
- Arasteh DK, Selkowitz SE, Apte JS, LaFrance M (2006) Zero energy windows. In: Summer study on energy efficiency in buildings, Pacific Grove, ACEEE
- Baetens R, Jelle BP, Gustavsen A (2010) Phase change materials for building applications; a state-of-the-art review. *Energy Buildings* 42:1361–1368
- Bainbridge DA (2011) Passive solar architecture; heating, cooling, ventilation, daylighting and more using natural flows. Chelsea Green, White River Junction
- Baker NV (1987) Passive and low energy building designs for tropical Island climates. Commonwealth Secretariat, London
- Barra OA, Artese G, Costantini T, Costanzo G, Franchesi L (1980) The Barra-Costantini solar passive system: experimental performances. In: Proceedings of the international congress on “building energy management”, Portugal, pp 143–151
- Bryan H, Moore J, Kwartler M, Jones T (1981) The utilization of daylighting as an urban design strategy. In: Proceedings of the AS/ISES annual meeting
- Carmody J, Selkowitz S, Lee E, Arasteh D, Willmert T (2004) Window systems for high performance buildings. Norton, New York
- Collins RE, Simko TM (1998) Current status of the sciences and technology of vacuum glazing. *Solar Energy* 62:180–213
- Crowther K (1979) Cooling from an evaporating thermosyphoning roof pond. In: Proceedings of the passive solar conference, Kansas City, pp 409–503
- Crowther K, Melzer B (1979) The thermosyphoning cool pool – a natural cooling system. In: Proceedings of the third national passive solar conference, vol 3. San Jose, pp 448–451
- Curcija D, Goss WP (1994) Two-dimensional finite-element model of heat transfer in complete fenestration systems. *ASHRAE transactions: symposia*, pp 1207–1220
- Davies MG (2007) The passive solar heated school in Wallasey. V. Energy requirements for a passive school building. *Int J Energ Res* 11:1–20
- Dimoudi A, Androutsopoulos A (2006) The cooling performance of a radiator based roof component. *Solar Energy* 80:1039–1047
- Dupagne A, Renson M (1986) Description of a computer tool for representation, manipulation and evaluation of built forms. International seminar on urban built form and energy analysis. Cambridge

- Elmahdy AH, Frank T (1993) Heat transfer at the edge of sealed insulating glass unit; comparison of hot box measurements with finite-difference model. *ASHRAE transactions: symposia*, pp 915–922
- Fanchiotti A, Messina, G, Volpe Rinonapoli C (1983) A computer code for determining the effect of shadows on the availability of solar radiation on facades of buildings. In: *Proceedings of second international PLEA conference*, Crete
- Fang Y, Eames PC (2006) The effect of glass coating emittance and frame rebate on the heat transfer through vacuum and electrochromic vacuum glazed windows. *Solar Energy Mat Solar Cells* 90:2683–2695
- Ford B, Wilson R, Gillot M, Ibraheem O, Salmeron J, Sanchez FJ (2012) Passive downdraught evaporative cooling: performance in a prototype house. *Build Res Inform* 40:290–304
- Gage SA, Hunt GR, Linden PF (2001) Top down ventilation and cooling. *J Archit Plan Res* 18:286–301
- Ghiraldi A (1984) Brochure. Divisione Sistemi Oifesafe Progettazioni, Milan
- Givoni B (1994) *Passive low energy cooling of buildings*. Wiley, New York
- Givoni B (1998) *Climate considerations in building and urban design*. Wiley, New York
- Griffiths PW, Leo D, Cartwright P, Eames PC, Yianoulis P, Leftheriotis G, Norton B (1998) Fabrication of evacuated glazing at low temperatures. *Solar Energy* 63:243–249
- Hammond J (1980) Cool pool development. Quarterly technical report no 3, US Department of Energy, Washington DC
- Hay HR, Yellot JI (1969) Natural air conditioning with a roof panel and movable insulation. *ASHRAE Transl* 75:178
- Hootman T (2012) *Net zero energy design: a guide for commercial architecture*. Wiley, New York
- Hyde TJ, Griffiths PW, Eames PC, Norton B (2000) Development of a novel low temperature edge seal for evacuated glazing. In: *Proceedings of the world renewable energy congress VI*, Brighton, pp 271–274
- Kachadorian J (1997) *The passive solar house; using solar design to heat and cool your home*. Chelsea Green, White River Junction
- Konya A (1980) *A design primer for hot climates*. Architectural Press, London
- Kumakara E, Nakaokubo K, Hoyano A (2011) Numerical analysis of solar shading of a deciduous tree for seasonal change. In: *Proceedings of PLEA 2011: 27th conference on passive and low energy architecture*, Louvain-la-Neuve
- Lo SNG, Deal CR, Norton BA (1994) School building reclad with thermosyphoning air panels. *Solar Energy* 5:49–58
- Lo SNG, Norton B (1996) The effect of occupancy patterns on the long-term performance of roof space solar energy collectors and domestic dwellings in a northern European climate. *Solar Energy* 56:143–150
- Mazria E (1980) *Solar home book*. Rodale Press, Emmaus
- Morris WS (1981) A thermosyphon floor heating system: design considerations and performance data. In: *Proceedings of the 6th US national passive solar conference*, Portland
- Muneer T, Abodahab N, Weir G, Kubie J (2000) *Windows in building: thermal, acoustic, visual and solar performance*. Architectural Press, Oxford
- Norton B, Hobday RA (1990) Passive solar schools in the UK; features employed currently and their operation. *Int J Ambient Energy* 11:59–76
- Norton B, Waterfield AP (1990) Green Park School-internal roof-based solar air heating, *Sun at work in Europe*, vol 5, pp 12–14
- Norton B, Fleming PO, Ekechukwu OV (1987) Passive autarkic solar drying techniques physics and technology of solar energy. In: *Proceedings of the international workshop on physics of solar energy*, New Delhi, Nov–Dec 1986, vol 1. D. Reidel, pp 447–466
- Norton B, Hobday RA, Lo SNG (1992) Thermosyphon air panels. *Adv Solar Energy* 7:495–571
- O’Cathain CS (1981) A model for passive solar housing density. *Int J Ambient Energy* 2
- O’Cathain CS (1982) Explorations with a model of passive solar housing. *Energy Build* 4:181–183
- Oreszczyn T (1993) The energy duality of conservatory use. In: *Proceedings of the 3rd European conference on architecture; solar energy in architecture and planning*, Florence

- Poirazis H (2004) Double slim facades for office buildings: literature review. Report EBD-R-04/3, Lund University
- Robinson SJ, Collins RE (1989) Evacuated windows-theory and practice. ISES solar world congress, International Solar Energy Society, Kobe
- Rowe CM, Willmott CJ (1984) Solar irradiance on flat-plate solar collectors in urban environments. *Solar Energy* 33:343–351
- Sawhney RL, Bansal MK, Sodha MS (2007) Solar passive heating through a thermosyphon air panel. *Int J Energy Res* 12:217–225
- Schmalz F (1979) Standard long-range operating stations in shelters with integrated thermal-syphon system. In: Proceedings of intelec '79, international telecommunications energy conference, Washington, DC
- Williams A (1989) Perronet Thompson School, Building, pp 45–52
- Wright MN (1936) Solar radiation as related to summer cooling and winter radiation in residences. J.B. Pierce Foundation, New York
- Wright JL, Sullivan HF (1995) A two-dimensional numerical model for glazing system thermal analysis. *ASHRAE Transactions: Symposia*, pp 819–831
- Zrikem Z, Bilgen E (1987) Theoretical study of Trombe-Michel wall solar collector system. *Solar Energy* 39:409–419

参考文献

- Abbot CG (1928) Quoted in Rene Bache, *Harnessing the Sun*. Popular Mechanics, 602
- Abdel-Salam HEA, Probert SD, Norton B (1986) Predicted performance of coffered solar ponds in the U.K and Egypt. *PhysioChem Hydrodynam* 7(4):217–233
- Anon (1965) How to make a solar cabinet dryer for agricultural produce, DIY leaflet. Brace Research Institute Canada, No L6
- Anon (1977b) Methods of testing to determine the thermal performances of solar collectors. AS RAE Standard 93–77. American Society of Heating, Refrigeration and Air-conditioning Engineers, New York
- Anon (1987) Proceedings of the 7th meeting of the solar collector and systems testing group, Catania
- Arasteh D, Carmody J, Hescheng L, Selkowitz S Residential windows: a guide to new technologies and energy performance. W.W. Norton, New York
- Arinze EA, Schoenau G, Bigsby FW (1979) Solar energy absorption properties of some agricultural products. ASAE paper, No 79–3071
- Baetens R, Jelle BP, Gustavsen A (2010a) Properties, requirements and possibilities of smart windows for dynamic daylight and solar control in buildings: a state-of-the-art review. *Solar Energy Mat Solar Cells* 94:87–105
- Baetens R, Jelle BP, Gustavsen A (2010b) Phase change materials for building applications; a state-of-the-art review. *Energy Build* 42:1361–1368
- Bahn RJ, Nakos JC (1979) The calibration of solar radiation measuring instruments. Final report of contract EM-78-S-04-5336. United States Department of Energy
- Bainbridge DA (1981a) Integral passive solar water heater performance. In: *Proceedings of the 6th national passive solar conference*, Portland, pp 163–167
- Bainbridge DA (1981b) *The integral passive solar water heater book*. The Passive Solar Institute, Davis
- Bala BK, Janjai S (2009) Solar drying of fruits, vegetables, spices, medicinal plants and fish: developments and potentials. In: *International solar food processing conference*, Dhaka, Bangladesh, pp 1–24
- Bassey MW (1985) Design and performance of a hybrid crop dryer using solar energy and sawdust. In: *Proceedings of the ISES Congress, INTERSOL 85*, Montreal, pp 1039–1042
- Bechtolt-Neilson P, Worsoe-Schmidt P (1977) Development of a solar-powered solid-absorption refrigeration system, part 1. Report No F30-77. Technical University of Denmark, Denmark
- Beckett S (1958) *Murphy*. Routledge, London
- Beckman WA, Klein SA, Duffie JA (1977) *Solar heating design by the f-chart method*. Wiley Interscience, New York
- Best R (1979) *Cassava drying*, cassava information centre, CIAT Cali Columbia (Brekelbaum T, ed), Series OSEC-4
- B. Norton, *Harnessing Solar Heat*, Lecture Notes in Energy 18, 245
DOI 10.1007/978-94-007-7275-5, © Springer Science+Business Media Dordrecht 2014

- Bhadori MN (1978) Passive cooling systems in Iranian architecture. *Sci Am* 238:144–154
- Bliss R (1959) The derivation of several plate efficiency factors, useful in the design of flat-plate solar-heat collectors. *Solar Energy* 3:55–62
- Bolin HR, Stafford AE, Huxsoll CC (1978) Heated fruit dehydrator. *Solar Energy* 20:281–291
- Bolin HR, Stafford AE, Huxsoll CC (1979) Solar through dryer. *Solar Energy* 22:455–457
- Brandemuehl MJ, Beckman WA (1980) Technical note: transmission of diffuse radiation through CPC and flat -plate collector glazings. *Solar Energy* 24:511–513
- Brenndorfer B, Kennedy L, Bateman COO, Mrema GC, Wereko-Brobby C (1985) Solar dryers – their role in post-harvest processing. Commonwealth Secretariat, London
- Brace Research Institute (1980) Types of solar agricultural dryers. *Sunworld* 4(6):181
- Casamajor AB (1979) The application of shallow solar ponds for industrial process heat: case histories 11, Sun 2. In: *Proceedings of the ISES Congress, Atlanta*
- Chain C, Dumortier D, Fontoynt M (1999) A comprehensive model of luminance, correlated colour temperature and spectral distribution of skylight: comparison of experimental data. *Solar Energy* 65:259–295
- Cheema LS (1978) Solar drying of cassava for alcohol production. *ISES Congress, New Delhi*, pp 1940–1944
- Cheema LS, Ribeiro CMC (1978) Solar dryers of cashew, banana and pineapple. *ISES conference, New Delhi*, pp 2075–2079
- Chiritescu C, Cahil DG, Ngayeu M, Johnson D, Bodapati A, Kebhiski P, Zschack P (2007) Ultralow thermal conductivity in disordered WSe₂ crystals layered. *Science* 315:351–353
- Chow TT (2010) A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology. *Appl Energy* 87:365–379
- Close DJ (1962a) The performance of solar water heaters with natural circulation. *Solar Energy* 6:33–40
- Close DJ (1962b) CSIRO Engineering section report ED 7, Melbourne
- Collares-Pereira M, Rabl A (1979a) The average distribution of solar radiation – correlations between diffuse and hemispherical and between daily and hourly insolation values. *Solar Energy* 22:155–164
- Collares-Pereira M, Rabl A (1979b) Derivation of method for predicting long term average energy delivery of solar collectors. *Solar Energy* 23:223–233
- Collares-Pereira M, Rabl A (1979c) Simple procedure for predicting long term average performance of non-concentrating and of concentrating solar collectors. *Solar Energy* 23:235–253
- Diver RB, Fletcher EA (1985) Hydrogen and sulfur from H₂S—III. The economics of a quench process. *Energy* 10:831–842
- Doe PE, Ahmed M, Muslemuddin M, Sachithanathan K (1977) A polythene tent drier for improved Sun drying of fish. *Food Tech Aust* 29:437–441
- Driver PM, Jones RW, Riddiford CL, Simpson RJ A new chrome black selective absorbing surface. *Solar Energy* 19: 301–306
- Drude P (1904) *Optische Eigenschaften und Electronen Theorie*. *An der Physik* 14:936
- Duffie JA, Beckman WA (1980) *Solar engineering of thermal processes*. Wiley, New York
- Duffie JA, Beckman WA (1991a) *Solar engineering of thermal processes*, 2nd edn. Wiley Interscience, New York
- Duffie JA, Beckman WA (1991b) *Solar engineering of thermal processes*. Wiley, New York
- Eisenstadt MM, Utton AE (1976) Solar rights and their effect on solar heating and cooling. *Natl Res J* 16:379–388
- Ekechukwu OV, Fleming PD, Norton B (1986) The potential of solar energy agricultural dryers in Nigeria. In: *Proceedings of the 2nd annual conference of the Biotechnology Society of Nigeria*, 16–19 May 1986
- Emery M, Rogers BA (1984) On a solar collector thermal performance test method for use in variable conditions. *Solar Energy* 33:117–123
- Ericsson J (1984) The Sun motor and the Sun's temperature. *Nature* 29:217–218
- Excell RHB, Kornsakoo S (1978) A low cost solar rice dryer. *Appropriate Tech* 5(1):23–24

- Exell RHB (1980a) A basic design theory for a simple solar rice dryer. *J Renew Energy Res* 1:1–14
- Exell RHB (1980b) A simple solar rice dryer, basic design theory. *Sunworld* 4:186–190
- Fanchiotti A, Messina G, Volpe Rinonapoli C (1983) A computer code for determining the effect of shadows on the availability of solar radiation on facades of buildings. Proceedings of second international PLEA conference, Crete
- Favard GJ, Nawrocki AD (1981) Preliminary optical performance study of glazing-reflector systems in breadbox water heaters. In: Proceedings of 6th national passive solar conference, Portland, pp 188–191
- Feustel JE, Hanselmann G (1985) Operational experience with three process heat plants in Europe and Arabia. In: Proceedings of the intersol '85, the 9th biennial congress of ISES, vol 2. Montreal, pp. 977–982
- Fleming PD, Ekechukwu OV, Norton B, Probert SD (1986) Design, installation and preliminary testing of a natural circulation solar-energy tropical-crop dryer, solar drying in Africa. In: Proceedings of the solar drying workshop, Dakar. Published by the International Development Research Centre, Ottawa, pp 147–161
- Fleming PD, Norton B, Onyegegbu SO, Probert SD, Ekechukwu OV (1986) A large-scale facility for experimental studies of natural circulation solar-energy tropical crop dryers. In: Proceedings of the 1986 international drying symposium. MIT, Cambridge, pp 685–693
- Garg HP, Prakash J (2006) Solar energy for industrial process heat. In: *Solar energy fundamentals and applications*. Tata McGraw-Hill, New Delhi
- Gawlik KM (1995) A numerical and experimental investigation of heat transfer issues in the practical utilization of unglazed transpired solar air heater. Ph.D. thesis, University of Colorado, Boulder
- Gay N, Butler R (1932) The Sun has got his hat on. Sony lyrics
- Gergacz JW (1980) Solar energy law; easements of access to sunlight. *New Mexico Law Rev* 121 (10):121–168
- Gilliaert D, Tebaldi P (1987) Development of standard test procedures for the determination of the long term performance of solar domestic hot water systems, a concerted action of the commission of the European Communities, European solar collector and systems testing group. In: Proceedings of the 7th meeting, Catania
- Greiga D, Siddiqui K, Panagiota K (2013) The influence of surface heating on the flow dynamics within a transpired air collector. *Int J Heat Mass Transfer* 56:39–402
- Gueymard C (2012) Temporal variability in direct and global irradiance at various time scales as affected by aerosols. *Solar Energy* 86:3544–3553
- Gupta CL, Garg HP (1968) System design in solar water heaters with natural circulation. *Solar Energy* 12:163–182
- Harkness EL, Mehta ML (1978) *Solar radiation control in buildings*. Applied Science, London
- Harris DJ, Norton B, Smith IE (1988) Design and performance of a novel Peltier effect solar powered refrigerator. In: Proceedings of the UK-ISES conference, solar electricity for development, Reading
- Harrison G (1969) Here comes the Sun, Track on “Abbey Road” LP by the Beatles, Apple, London
- Hastings SR, Marc D (2000) *Solar air systems: a design handbook*. Earth Scary, LLC, London
- Hastings SR, Rostuik HN (1998) *Solar air systems; product catalogue*. Earth Scary, LLC, London
- Hill JE, Jenkins JP, Jones DE (1977) Testing of solar collectors according to ASHRAE Standard 93–77. In: Proceedings of the annual meeting of the American section of ISES, vol 1. Orlando, pp 6–19
- Hill JE, Wood BD, Reed KA (1985) Testing solar collectors. In: Boer KW, Duffie JA (eds) *Advances in solar energy*, 2nd edn. ASES & Plenum Press, New York
- Hollands KGT, Unny TE, Raithby GD, Konicek L (1976) Free convection heat transfer across inclined air layers. *ASME J Heat Transfer* 98:189–193
- Hottel HC, Whillier A (1958) Evaluation of flat plate collectors performance. In: Transactions of the conference, vol 2. Arizona, pp 74–104

- Hull JR (1985) Comparison of heat transfer in solar collectors with heat pipe versus flow through absorbers. In: Min TC, Chiou JP (eds) Heat transfer and fluid flow in solar thermal system. American Society of Mechanical Engineers, New York, pp 1–7
- Hull JR (1986) Analysis of heat transfer factors for a heat pipe absorber array connected to a common manifold. *ASME J Solar Energy Eng* 108:11–16
- Jackson TH, Mohammed BB (1969) Sun drying of fruits and vegetables. *Agricultural Services Bulletin*, FAO, Rome, No 5
- Jacovides CP, Timvious FS, Papaioannou DN, Theofilou CM (2006) Comparative study of various correlations in estimating hourly diffuse fraction of global solar radiation. *Renew Energy* 37:2492–250
- Janjai S, Srisittipokakun N, Bala BK (2006) Experimental and modeling performances of a roof integrated solar drying system for drying herbs and spices. *Energy* 33:91–103
- Kaehn HD, Geyer M, Fong O, Vignola F, McDaniels DK (1978) Experimental evaluation of the reflector-collector system. In: *Proceedings of the American Section of the International Solar Energy Society*, vol 2.1. Denver, p 654
- Kahlen S, Wallner G, Lang RW (2010a) Aging behavior and lifetime modeling of polycarbonate. *Solar Energy* 84:755–762
- Kahlen S, Wallner G, Lang RW, Meir M, Rekstad J (2010b) Aging behavior of polymeric solar absorber materials: aging on the component level. *Solar Energy* 84:459–465
- Kalogirou S (2002) Parabolic trough collector for industrial process heat in Cyprus. *Energy* 27:813–830
- Kalogirou S (2003) The potential of solar industrial process heat applications. *Appl Energy* 76:337–361
- Kearney D, Price H (2005) Advances in parabolic trough solar power technology. In: Kreith F, Goswami DY (eds) *Advances in solar energy*, vol 16. ASES, Boulder
- Kemp CM (1891) US patent no. 451, 384, 28 Apr 1891
- Khanna ML (1973) A portable-type solar water heater. *Solar Energy* 15:269–272
- Klein SA et al (1983) TRNSYS a transient system simulation program. *Engineering Experiment Station report* 38–12, University of Wisconsin, Madison
- Kocher MF, Gerald R, Bodman PE, Lay M (1981) Solar grain drying and farrowing house heating with a multi-use collector. *ASAE paper* no 4554
- Kothdiwala AF, Eames PC, Norton B (1993) The effect of variation of single inclination on the performance of low concentration ratio compound parabolic concentrating solar energy collectors. *Solar Energy* 55:301–309
- Lampert CM (1979) Coatings for enhanced photothermal energy collection. *Solar Energy Mater* 1: 319–341; 2: 1–17
- Landsberg JJ, White B, Thorpe MR (1979) Computer analysis of the efficacy of evaporative cooling for glasshouses in high-energy environments. *J Agric Eng Res* 24:29–39
- Lazzarin RM (2007) Solar cooling plants: how to arrange solar collectors, absorption chillers and the load. *Int J Low Carbon Technol* 2:376–390
- Littlefair PJ (1983) Modelling real sky daylight availability with the BRE average sky. In: *Proceedings of the CIE*, Amsterdam, paper D302
- Lo SNG, Deal CR, Norton B (1994) A school building re-clad with thermosyphon air panels. *Solar Energy* 52:49–58
- Ma CCY, Iqbal M (1983) Statistical comparison of models for estimating solar radiation on inclined surfaces. *Solar Energy* 31:313–317
- Mason JJ, Brendel TA (1982) Maxorb – a new selective surface on nickel. In: *Proceedings of the SPIE conference on optical coatings for energy efficiency and solar application*, Los Angeles, pp 139–145
- Matahar S, Alamrajubi AA (2011) An analysis of unglazed transpired solar collectors. *Int J Thermodyn* 13:153–163
- McCullagh JC (1978) *The solar greenhouse book*. Rodale Press, Emmaus

- McLean KA (1980) Drying and storage of combinable crops. Farm Press, Ipswich
- Medved S, Azkar C, Cerne B (2003) A large-panel unglazed roof-integrated liquid solar collector-energy and economic evaluation. *Solar Energy* 75:455–467
- Meturally MM, Abou-Zian HZ, Leathy E (1997) Performance of advanced corrugated-dust solar air collector compound with fare convectional designs. *Renew Energy* 10:519–537
- Mills D (2004) Advances in solar thermal electricity technology. *Solar Energy* 76:19–31
- Morris LG, Trickett EJ, Vanstone FH, Wells DA (1972) Solar radiation in greenhouses, a brief review. *Isr J Agric Res* 22:85–97
- Morrison GL, Budihardjo I, Behnia M (2005) Measurement and simulation of flow rate in a water-in-glass evacuated tube solar water heater. *Solar Energy* 78:257–267
- Mouchot A (1879a) *Le Chaleur Solare*, Paris
- Mouchot A (1879b) *Le chaleur solarise et les applications industrielles*, 2nd edn, Paris
- Mullick SC, Kandpal TC, Kumar S (1996) Testing of box-type solar cooker: second figure of merit F2 and its variation with load and number of pots. *Solar Energy* 57:409–413
- Murray J (1999) Aluminium production using high-temperature solar process heat. *Solar Energy* 66:133–142
- Nielsen CE (1975) Salt-gradient solar ponds for solar energy utilization. *Environ Conserv* 2:289–292
- Njomo D, Dagovemet M (2006) Sensitivity analysis of thermal performance of flat plate solar air heaters. *Heat Mass Trans* 42:1065–1081
- Norton B, Edmonds JEJ (1991a) Aqueous propylene glycol concentrators for the freeze protection of thermosyphon solar energy water heaters. *Solar Energy* 47:373–382
- Norton B, Edmonds JEJ (1991b) Aqueous propylene glycol concentrations for the freeze protection of thermosyphon solar energy water heaters. *Solar Energy* 47(5):375–382
- Norton B, Prapas DE (1987) Thermal analysis of compound-parabolic concentrating solar-energy collector, physics and technology of solar energy. In: *Proceedings of the international workshop on physics of solar energy*, New Delhi, vol 1. D. Reidel, pp 109–135
- Norton B, Probert SD, Uppal AH (1986) Thermal solar refrigeration for vaccine storage – a viable alternative to photovoltaic units in remote locations. In: *Proceedings of the international workshop on solar energy for rural development*, Nsukka
- O’Casey S (1928) The silver tassie, purple dust and red roses for me. Abbey Theatre, Dublin
- O’Flaherty T, Grant J (1984) Use of double cladding techniques to reduce greenhouse heat loss. *Acta Hort* 148:641–649
- Ong KS (1979) Solar drying of paddy and timber. In: *Proceedings of the solar energy symposium, the utilization of solar heat in industry and agriculture*, Nice, pp 339–50
- Ozisik MN, Huang BK, Toksoy M (1980) Solar grain drying. *Solar Energy* 24:397–401
- Paddick L, Grinlinton D (2009) Legal framework for solar energy. George Washington University, Washington, DC
- Page JK (1981) The estimation of monthly mean values of daily total short wave radiation on vertical and inclined surfaces from sunshine records for latitudes 40N–40S. In: *Proceedings of the use conference on new sources of energy*, paper 598
- Pasumarthi N, Sherif SA (1998a) Experimental and theoretical performance of a demonstration solar chimney model – part I, mathematical model development. *Int J Energy Res* 22:277–288
- Pasumarthi N, Sherif SA (1998b) Experimental and theoretical performance of a demonstration solar chimney model – part II. Experimental and theoretical results and economic analysis. *Int J Energy Res* 22:443–461
- Perez R, Stewart R, Scott JT (1985) A two-parameter description of the sky hemisphere. In: *Proceedings of the fifth AMS-ASES conference on atmospheric radiation*, Baltimore
- Poore WI, Woomer NM (1983) Algae management practices for solar salt ponds practical approaches, progress in solar energy. American Solar Energy Society meeting, Boulder, Colorado, vol 6, pp 439–442
- Prapas DE, Norton B, Probert SD (1986) Sensor system for aligning a single-axis tracker with direct solar insolation. *Appl Energy* 25:1–8

- Prapas DE, Norton B, Probert SD (1987) Optics of parabolic trough solar-energy collectors possessing small concentration ratios. *Solar Energy* 39(6):541–550
- Prapas DE, Norton B, Probert SD (1988a) Distributions of the heat transfer fluid for E-W and N-S alignments of CPC solar-energy collectors. *Solar Technol* 5:137–140
- Prapas DE, Norton B, Milonidis E, Probert SD (1988b) Response function for solar-energy collectors. *Solar Energy* 40:371–383
- Prapas DE, Norton B, Probert SD (1988c) Variations of the effective thermal capacitance in a solar-energy collector. *Int J Ambient Energy* 8:59–72
- Pretorius JP, Kröger DG (2006a) Solar chimney power plant performance. *J Solar Energy* 128(3):302–311
- Pretorius JP, Kröger DG (2006b) Critical evaluation of solar chimney power plant performance. *Solar Energy* 80:535–544
- Rao G (1974) Natural drying of cassava. Ph.D. thesis, Michigan State University, East Lansing
- Rawson H (1982) Properties and applications of glass. Elsevier, Oxford
- Reichmuth H, Robinson D (1982) An analytical model and associated test procedure for predicting the performance of batch type DHW systems. In: Proceedings of the 7th national passive solar conference, Knoxville, pp 963–968
- Rimbaud A (1962) Soleil et Chair, Collected Poems, Olivier Bernard (ed)
- Royne A, Dey CJ, Mills DR (2003) Cooling of photovoltaic cells under concentrated; illumination; a critical review. *Solar Energy Mater Solar Cells* 86:451–481
- Sachithananthan K, Trim D, Speirs CR (1983) A solar dome dryer for drying of fish. FAO Fisheries paper, Rome, RAB/81/002/INT/LS
- Santbergen R, van Zolingen RJC (2006) Modeling the thermal absorption factor of photovoltaic/thermal combi-panels. *Energy Convers Manage* 47:3572–3581
- Schwind RG, Vliet GC (1964) Observations and interpretations of natural convection and stratification in vessels. In: Proceedings of the 1964 Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute, Berkeley
- Sherman C, Wood BD, Mason J (1979) Effect of vertical wall conductance on temperature relaxation in thermally stratified liquid thermal storage tanks. In: Proceedings of the ISES conference, Atlanta, pp 591–595
- Shove GC, Barton GW, Hall MD, Peterson WH (1981) Field studies of solar grain drying. ASAE paper, no 81–4037
- Shuman F (1916) *New York Times*, 2 July 1916
- Simonson JR (1984) Computing methods in solar heating design. Macmillan, London
- Singhal OP, Gupta GP (1978) Use of solar energy for parboiling and drying of paddy. ISES Congress, New Delhi, pp 1958–1963
- Smyth M, Norton B (2006) Integral collector storage solar water heaters. *Renew Sustain Energy Rev* 10:503–538
- Smyth M, Eames PC, Norton B (2001a) Evaluation of a freeze resistant Integrated Collector/Storage Solar Water Heater (ICSSWH) for Northern Europe. *Appl Energy* 68:265–274
- Smyth M, Eames PC, Norton B (2001b) Annual performance of heat retaining Integrated Collector/Storage Solar Water Heaters in a Northern maritime climate. *Solar Energy* 70(5):391–401
- Snail KA, O’Gallagher JJ, Winston R (1983) A stationary evacuated collector with integrated concentrator. *Solar Energy* 33:441–449
- Sparrow EM, Ramsey JW, Mass EA (1979) Effect of finite width on heat transfer and fluid flow about and inclined rectangular plate. *ASME J Heat Transfer* 101:2
- Steinfeld A (2002) Solar hydrogen production via a 2-step water-splitting thermochemical cycle based on Zn/ZnO redox reactions. *Int J Hydro Energy* 27:611–619
- Tabor H (1959) Solar collector developments in Israel. *Solar Energy* 3:8–9
- Taylor UJ, Weir AD (1985) Simulation of a solar timber drier. *Solar Energy* 34:249–255
- Thanh NC, Muttamara S, Lohani BN (1978) Drying techniques for improvement of tapioca chips in Thailand. *Tha Agr Sci* 11:45–55
- Thompson JF, Studer HE (1981) Sun drying of prunes continuous trays, ASAE paper, no 81–3051

- Tonui JK, Tripanagnostopoulos Y (2007a) Improved PV/T solar collectors with heat extraction by forced or natural air circulation. *Renew Energy* 32:623–637
- Tonui JK, Tripanagnostopoulos Y (2007b) Air-cooled PV/T solar collectors with low cost performance improvements. *Solar Energy* 81:498–511
- Tschernitz JL, Simpson WT (1979) Solar heated, forced-air, lumber dryer for tropical latitudes. *Solar Energy* 22:563–566
- Turner JS (1966) Jets and plumes with negative or reversing buoyancy. *J Fluid Mech* 26 (4):779–792
- Umarov GG, Ikramov AI (1978) Features of the drying of fruit and grapes in solar radiation drying apparatus. *Geliotekhnika* 14(6):55–57
- Viskanta R, Hale NW (1978) Free convection circulation in a thermal energy storage system driven by heat loss from the walls. In: *Proceedings of the 14th southeastern seminar on thermal sciences*, North Carolina State University
- Vokas G, Christandonis N, Skittides F (2006) Hybrid photovoltaic-thermal systems for domestic heating and cooling—a theoretical approach. *Solar Energy* 80:607–615
- Walker F (1902) US patent no 705, 167, 22 July 1902
- Wang LT, Weide L, Zhai Z (1987a) Experimental study on the flow pattern inside the horizontally disposed all glass evacuated solar collector with visual technique. *Acta Energiæ Solaris Sinica* 8:177–184
- Wang XA, Xu YF, Meng XY (1987b) A filter method for transient testing of collector performance. *Solar Energy* 38(12):5–134
- Wang LT, Weide L, Zhai Z (1989) Experimental study on the natural convective heat transfer in horizontally disposed all glass evacuated solar collector tube. *Acta Energiæ Solaris Sinica* 10:176–185
- Welford WT, Winston R (1978) *The optics of non-imaging concentrators*. Academic, London
- Whillier A (1953a) Solar energy collection and its utilization for house heating. ScD thesis, MIT
- Whillier A (1953b) The utilisation of solar energy in South Africa. *J South Afr Inst Mech Eng* 2:261–267
- WHO (2008) *Health through safe drinking water. Water sanitation and Health*. World Health Organisation, Geneva
- Window B Heat extraction from single ended glass absorber tubes. *Solar Energy* 31: 159–166
- Window B, Harding GL (1983) Buoyancy effects and the maifolding of single ended absorber tubes. *Solar Energy* 31:153–157
- Wittwer V, Platzer W, Pfluger A, Stahl W, Goetzberger A (1986) Translucent insulation materials. In: *InterSol 85, Proceedings of the 9th biennial congress of ISES*, vol 2. Montreal, p 1333
- WMO (1971) *Guide to meteorological instrumentation and observing practices*, 4th edn. Secretariat of the World Meteorological Organisation, Geneva
- Wood BD, Fiore PJ, Christopherson CR (1979) Application of ASHRAE Standard 93–77 for testing concentrating collectors for the purpose of predicting all day performance. In: *Proceedings of the ISES conference*, Melbourne, pp 487–491
- Wu ST (1978) The experimental and numerical studies of liquid storage tank thermal stratification for a solar energy system. Semi-annual progress reports EG-77-S02-4479, University of Alabama
- Yohanis YG, Popel O, Frid S, Norton B (2006) Geographics variation of solar water heater performance in Europe. *Proceedings of this institution of mechanical engineers*, part A. *J Power Energy* 200: 395–407
- Zepei R, Dengfu Z (1990) An investigation of three-dimensional natural convection in a large aspect ratio open cavities. *J Eng Thermophy* 11:187–193
- Zerlaut GA (1982) Solar radiation measurements calibration and standardization efforts. *Adv Solar Energy* 1:1–107
- Zhiqiang Y, Harding GL (1985) Comparative study of fluid-in-metal manifolds for heat extraction from single ended evacuated glass tubular collectors. *Solar Energy* 35:81–91

- Zhiquang Y, Harding GL (1984) Water-in-glass manifolds for heat extraction from evacuated solar collector tubes. *Solar Energy* 32:223–230
- Zondag HA, de Vries DW, van Helden WGJ, van Zulingen RJC, van Steenhoven AA (2002) The thermal and electrical yield of a PV-thermal collector. *Solar Energy* 72:113–128
- Zondag HA, van Helden WGJ, Bakker M, Elswijk MJ (2005) A roadmap for the development and market introduction of PVT technology. 15th symposium thermische solarmergie, Bad Staffelstein

Translation from English language edition:
Harnessing Solar Heat
by Brian Norton
Copyright © 2014 Springer Netherlands
Springer Netherlands is a part of Springer Science + Business Media
All Rights Reserved.

This title is published in China by China Machine Press with license from Springer. This edition is authorized for sale in China only, excluding Hong Kong SAR, Macao SAR and Taiwan. Unauthorized export of this edition is a violation of the Copyright Act. Violation of this Law is subject to Civil and Criminal Penalties.

本书由 Springer 授权机械工业出版社在中华人民共和国境内（不包括香港、澳门特别行政区及台湾地区）出版与发行。未经许可的出口，视为违反著作权法，将受法律制裁。

北京市版权局著作权合同登记 图字：01-2014-3874 号。

图书在版编目（CIP）数据

太阳能热利用/（爱尔兰）布莱恩·诺顿（Brian Norton）著；饶政华等译．—北京：机械工业出版社，2018.1

（新能源开发与利用丛书）

书名原文：Harnessing Solar Heat

ISBN 978-7-111-58614-2

I. ①太… II. ①布… ②饶… III. ①太阳能利用 IV. ①TK519

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2017）第 295832 号

机械工业出版社（北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037）

策划编辑：刘星宁 责任编辑：刘星宁

责任校对：王 延 封面设计：马精明

责任印制：常天培

唐山三艺印务有限公司印刷

2018 年 1 月第 1 版第 1 次印刷

169mm×239mm·14 印张·301 千字

0001—3000 册

标准书号：ISBN 978-7-111-58614-2

定价：69.00 元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换

电话服务

网络服务

服务咨询热线：010-88361066

机工官网：www.cmpbook.com

读者购书热线：010-68326294

机工官博：weibo.com/cmp1952

010-88379203

金书网：www.golden-book.com

封面无防伪标均为盗版

教育服务网：www.cmpedu.com

关于作者

布莱恩·诺顿 (Brian Norton) 教授，都柏林理工学院校长，曾任阿尔斯特大学工程与建筑环境学院院长、建筑环境工程学教授。他分别获得诺丁汉大学物理学学士、克兰菲尔德大学工程实验硕士和应用能源博士学位，并获诺丁汉大学博士学位。目前，他是能源研究所、爱尔兰工程师和高等教育学会的成员，英国注册工程师，曾获得英国建筑服务工程师协会纳皮尔肖奖章、能源学会罗斯科奖。同时，他还是英国建筑服务工程师协会的荣誉会员、爱尔兰工程院成员，并担任阿尔斯特大学和哈尔滨工业大学荣誉教授、休斯敦大学兼职教授等职位。

电话服务

服务咨询热线: 010-88361066
读者购书热线: 010-68326294
010-88379203

网络服务

机工官网: www.cmpbook.com
机工微博: weibo.com/cmp1952
金书网: www.golden-book.com
教育服务网: www.cmpedu.com
封面无防伪标均为盗版

为中华崛起传播智慧

地址: 北京市百万庄大街22号
邮政编码: 100037

策划编辑◎刘星宁 / 封面设计◎马精明



《太阳能热利用》为太阳能工程师和对太阳能热利用技术感兴趣的人们提供了必要的知识。本书摒弃了纯理论的制作方法，采用简明实用的写作模式，图文并茂，深入浅出，易于广大读者阅读和掌握。本书对各种光热技术类型的发展历程、操作工艺、技术创新、未来前景都进行了客观、翔实、系统的描述，其中许多内容是首次系统地呈现在国内读者面前。同时，本书引用了大量的参考文献，读者可以遵循本书的思路迅速扩展到本领域研究的经典著作和最新进展中。

相关图书推荐

- 《可再生能源系统设计》
- 《海上风力发电：控制、保护与并网》
- 《海上风能开发：海上风电场成功安装的全面指南》
- 《氢与燃料电池——新兴的技术及其应用》（原书第2版）
- 《太阳能制氢的能量转换、储存及利用系统——氢经济时代的科学和技术》
- 《太阳能发电系统控制技术》
- 《太瓦级太阳能光伏：绊脚石和机会》
- 《太阳能光伏并网发电系统》
- 《超级电容器：材料、系统及应用》
- 《锂二次电池原理与应用》



机械工业出版社微信公众号



E视界

传播电类内容提升专业知识



科技电眼

关注电类行业动态 聚焦前沿科技

ISBN 978-7-111-58614-2



9 787111 586142 >

上架指导 工业技术/电气工程/新能源

ISBN 978-7-111-58614-2

定价：69.00元